

**Ein Beitrag zur Ladungswechselrechnung von Mehrscheiben-  
Kreiskolbenmotoren, System Wankel, mit Berücksichtigung  
der instationären Strömungsvorgänge in den angeschlossenen  
Rohrleitungssystemen**

**DOKTORARBEIT**  
zur  
Erlangung des Grades  
Doktor - Ingenieur  
der  
Abteilung für Maschinenbau  
der Ruhr-Universität Bochum

von  
**Helmut Uckelmann**

Bochum 1978







Digitized by the Internet Archive  
in 2026

[https://archive.org/details/IA41546403\\_0028](https://archive.org/details/IA41546403_0028)

**Ein Beitrag zur Ladungswechselrechnung von Mehrscheiben-  
Kreiskolbenmotoren, System Wankel, mit Berücksichtigung  
der instationären Strömungsvorgänge in den angeschlossenen  
Rohrleitungssystemen**

**DOKTORARBEIT**  
zur  
Erlangung des Grades  
Doktor - Ingenieur  
der  
Abteilung für Maschinenbau  
der Ruhr-Universität Bochum

von  
**Helmut Uckelmann**

Bochum 1978



Doktorarbeit eingereicht am: 24. Mai 1978  
Tag der mündlichen Prüfung : 7. Juli 1978  
Referent : o. Prof. Dr.-Ing. H. Seifert  
Korreferent : Prof. Dr.-Ing. W. Wagner

Vorwort:

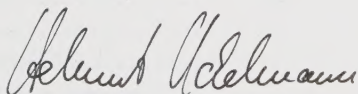
Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Konstruktionslehre der Ruhr-Universität Bochum.

Herrn Prof. Dr. - Ing. H. Seifert, dem Inhaber des Lehrstuhles, danke ich für die Ermöglichung dieser Arbeit und für seine Förderung.

Herrn Prof. Dr. - Ing. W. Wagner gilt mein Dank für die Übernahme des Korreferates.

Ferner danke ich allen Mitarbeitern des Lehrstuhles sowie den Studien- und Diplomarbeitern, die mich bei der Anfertigung dieser Arbeit unterstützten.

Mein besonderer Dank gilt, stellvertretend für die Arbeitsgruppe "Gasdynamik", Herrn Dipl. Math. K.A. Goerg, der mir bei der Programmerstellung stets mit wertvollen Anregungen geholfen hat.

A handwritten signature in cursive script, reading "Helmut Adelman". The signature is written in dark ink and is positioned in the lower right area of the page.



## Inhaltsverzeichnis:

|            | <u>Seite</u>                                                                               |
|------------|--------------------------------------------------------------------------------------------|
| 0.         | Nomenklatur                                                                                |
| 1.         | Einleitung..... 1                                                                          |
| 2.         | Übersicht, Aufgabenstellung..... 4                                                         |
| 3.         | Berechnungsgrundlagen Programm-<br>system PROMO..... 6                                     |
| 3.1.       | Gasdynamische und thermodyna-<br>mische Grundlagen..... 6                                  |
| 3.1.1.     | Voraussetzungen, Vereinbarungen. 6                                                         |
| 3.1.2.     | Thermodynamische Grund-<br>gleichungen..... 7                                              |
| 3.1.3.     | Gleichungen der nichtlinearen<br>Wellenausbreitung..... 8                                  |
| 3.1.3.1.   | Grundgleichungen der instatio-<br>nären Stromfadentheorie..... 8                           |
| 3.1.3.2.   | Differentialgleichungen der<br>instationären Stromfaden-<br>theorie..... 10                |
| 3.1.4.     | Differenzenverfahren..... 12                                                               |
| 3.2.       | Rand- und Übergangsbedingungen<br>in den Rohrsystemen von Ver-<br>brennungsmotoren..... 15 |
| 3.2.1.     | Drosselstellen..... 15                                                                     |
| 3.2.1.1.   | Durchflußzahl..... 16                                                                      |
| 3.2.1.1.1. | Allgemeine Definition..... 16                                                              |
| 3.2.1.1.2. | Definition für die Rohrver-<br>zweigung..... 17                                            |
| 3.2.1.2.   | Bestimmung der Zustandsgrößen<br>für die Durchflußzahl..... 19                             |
| 3.3.       | Berechnungsverfahren der Rand-<br>und Übergangsbedingungen..... 21                         |
| 3.3.1.     | Zulässige Rand- und Übergangs-<br>bedingungen im Programmsystem<br>"PROMO"..... 23         |

|            |                                   |    |
|------------|-----------------------------------|----|
| 4.0        | Übergangsbedingung Kreis-         |    |
|            | kolbenmotor (KKM).....            | 24 |
| 4.1.       | Allgemeines zum KKM.....          | 24 |
| 4.1.1.     | Benennungen, Kinematik.....       | 24 |
| 4.1.2.     | Arbeitsweise.....                 | 28 |
| 4.1.3.     | Steuerung des Gaswechsels.....    | 30 |
| 4.2.       | Mathematische Modelle zur Er-     |    |
|            | fassung der Übergangsbedingung    |    |
|            | Kreiskolbenmotor.....             | 31 |
| 4.2.1.     | Gesamtdarstellung der Berech-     |    |
|            | nungsmodelle.....                 | 31 |
| 4.2.1.1.   | KKM mit Umfangseinlaß.....        | 31 |
| 4.2.1.2.   | KKM mit Seiteneinlaß.....         | 34 |
| 4.2.2.     | Einzelmodelle.....                | 36 |
| 4.2.2.1.   | Behältermodelle.....              | 36 |
| 4.2.2.2.   | Verzweigungsmodell.....           | 37 |
| 4.2.3.     | Verknüpfung der Berechnungs-      |    |
|            | modelle.....                      | 39 |
| 4.3.       | Gaszustand in den Arbeitsräumen   |    |
|            | des KKM.....                      | 41 |
| 4.3.1.     | Berechnung der Zustandsgrößen     |    |
|            | des Gases in den Arbeitsräumen... | 42 |
| 4.3.2.     | Wärmeübergang.....                | 46 |
| 4.3.2.1.   | Wärmeübergangszahl.....           | 47 |
| 4.3.2.2.   | Formeln zur Bestimmung der        |    |
|            | Flächen.....                      | 50 |
| 4.3.2.2.1. | Kolbenoberfläche.....             | 50 |
| 4.3.2.2.2. | Seitliche Flächen.....            | 52 |
| 4.3.2.2.3. | Mantellaufbahnoberfläche.....     | 52 |

|            | <u>Seite</u>                                                                             |
|------------|------------------------------------------------------------------------------------------|
| 4.3.2.3.   | Berechnung des Wärmeübergangs.... 55                                                     |
| 4.3.3.     | Brennverlauf..... 55                                                                     |
| 4.3.4.     | Leckgasströme..... 58                                                                    |
| 4.3.4.1.   | Einfluß der Leckgase auf die<br>Gaszusammensetzung in den Arbeits-<br>räumen..... 58     |
| 4.3.4.2.   | Leckgasquerschnitte..... 60                                                              |
| 4.3.5.     | Massenbilanz an den Steuer-<br>öffnungen..... 62                                         |
| 4.4.       | Teilprobleme am KKM..... 63                                                              |
| 4.4.1.     | Produkt $\alpha \cdot A$ ..... 63                                                        |
| 4.4.2.     | Strahleffekt im Auslaßkanal..... 63                                                      |
| 4.4.3.     | Berechnung des Wärmeübergangs<br>mit segmentierter Mantellauf-<br>bahnoberfläche..... 65 |
| 5.         | Programmsystem KKM..... 67                                                               |
| 5.1.       | Unterprogramm MGRENZ..... 67                                                             |
| 5.2.       | Unterprogramm WADGS..... 68                                                              |
| 5.3.       | Unterprogramm WAFP..... 68                                                               |
| 6.         | Experimentelle Untersuchungen                                                            |
|            | am KKM..... 69                                                                           |
| 6.1.       | KKM als Drosselstelle im<br>Stationärversuch, Übersicht..... 69                          |
| 6.2.       | Versuchsaufbau..... 72                                                                   |
| 6.2.1.     | Prüfstand "Durchflußzahlen"..... 72                                                      |
| 6.2.2.     | Versuchsmotor KKM M 950/4..... 74                                                        |
| 6.2.3.     | Spezielle Versuchseinrichtungen<br>am KKM M 950/4..... 76                                |
| 6.2.3.1.   | Kolben..... 76                                                                           |
| 6.2.3.1.1. | Druckmessung..... 76                                                                     |

|            | <u>Seite</u>                                                                         |
|------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| 6.2.3.1.2. | Abdichtung..... 78                                                                   |
| 6.2.3.2.   | Seitenteile..... 79                                                                  |
| 6.2.3.3.   | Druckbehälter, Meßstellenplan.... 79                                                 |
| 6.3.       | Versuchsdurchführung..... 81                                                         |
| 6.4.       | Fehlerbetrachtung..... 82                                                            |
| 6.4.1.     | Fehler durch Leckverluste..... 82                                                    |
| 6.4.2.     | Fehler bei Verzweigungs-<br>strömungen..... 85                                       |
| 6.4.2.1.   | Durchflußquerschnitte..... 85                                                        |
| 6.4.2.2.   | Randbereiche..... 86                                                                 |
| 6.5.       | Versuchsergebnisse..... 87                                                           |
| 6.5.1.     | Druckabhängigkeit..... 88                                                            |
| 6.5.2.     | Drosselströmungen am Ein-<br>und Auslaßkanal..... 88                                 |
| 6.5.2.1.   | Einlaßkanal..... 88                                                                  |
| 6.5.2.2.   | Auslaßkanal..... 89                                                                  |
| 6.5.2.3.   | Überströmquerschnitt..... 90                                                         |
| 6.5.2.4.   | Gesamtverlauf..... 90                                                                |
| 6.5.3.     | Drosselströmungen für das<br>Einkammermodell..... 90                                 |
| 6.5.4.     | Verzweigungsströmungen..... 91                                                       |
| 7.         | Darstellung und Diskussion der<br>erzielten Ergebnisse..... 94                       |
| 7.1.       | Voraussetzungen und Hinweise..... 94                                                 |
| 7.2.       | Berechnungsbeispiel KKM M 70 F... 98                                                 |
| 7.2.1.     | Diskussion der Druck- und Ge-<br>schwindigkeitsverläufe an den<br>Meßstellen..... 99 |
| 7.2.2.     | Vergleich von Messung und<br>Rechnung..... 101                                       |

Seite

|        |                                                               |     |
|--------|---------------------------------------------------------------|-----|
| 7.3.   | Berechnungsbeispiel KKM M 950/4,<br>Einscheibenmodell.....    | 101 |
| 7.4.   | Berechnungsbeispiel Einscheiben-<br>KKM mit Seiteneinlaß..... | 102 |
| 7.5.   | Berechnungsbeispiel KKM M 950/4,<br>Zweischeibenmodell.....   | 103 |
| 7.6.   | Massenströme am Einscheiben-<br>KKM mit Umfangseinlaß.....    | 109 |
| 7.6.1. | Einlaßkanal.....                                              | 109 |
| 7.6.2. | Auslaßkanal.....                                              | 110 |
| 8.     | Zusammenfassung.....                                          | 111 |
| 9.     | Literaturverzeichnis.....                                     | 113 |
| 10.    | Anhangsverzeichnis / Anhang.....                              | 122 |
| 11.    | Lebenslauf.....                                               | 169 |

## Nomenklatur

### Vorbemerkung:

Zahlen in // weisen auf die im Literaturverzeichnis zusammengestellten Literaturangaben hin. Bilder, die zum Verständnis des Textes beitragen, sind direkt im Text angeordnet. Bilder mit dem Zusatz AH sind im Anhang zusammengefaßt.

### Abkürzungen:

|     |                          |
|-----|--------------------------|
| A   | Auslaßkanal              |
| AB  | Auslaßbeginn             |
| AE  | Auslaßende               |
| AÖ  | "Auslaß öffnet"          |
| AS  | "Auslaß schließt"        |
| AT  | Ansaug-Totpunkt          |
| BE  | Behälter                 |
| BL  | Blende                   |
| E   | Einlaßkanal              |
| EB  | Einlaßbeginn             |
| EE  | Einlaßende               |
| EÖ  | "Einlaß öffnet"          |
| ES  | "Einlaß schließt"        |
| ET  | Entspannungs-Totpunkt    |
| KO  | Kolben                   |
| K   | Kammer                   |
| RV  | Rohrverzweigung          |
| RSW | Rechenschrittweite       |
| S   | Seiteneinlaß             |
| U   | Umfangseinlaß            |
| ÜT  | Überschneidungs-Totpunkt |
| ZOT | Zünd-Totpunkt            |

Formelzeichen:

| Größe            | Einheit                | Bedeutung                                   |
|------------------|------------------------|---------------------------------------------|
| A                | $m^2$                  | Fläche                                      |
| $\alpha \cdot A$ | $m^2$                  | effektiver Durchflußquerschnitt             |
| a                | $\frac{m}{s}$          | Schallgeschwindigkeit                       |
| a                | -                      | Umsetzungsgrad beim Wiebe-Brennverlauf      |
| b, B             | m                      | Kolbenbreite                                |
| B                | kg                     | verbrannte Brennstoffmenge                  |
| $b_1$            | m                      | Bogenlänge                                  |
| C                | -                      | Konstante                                   |
| $c_p$            | $\frac{J}{kg \cdot K}$ | spez. Wärmekapazität bei konstantem Druck   |
| $c_v$            | $\frac{J}{kg \cdot K}$ | spez. Wärmekapazität bei konstantem Volumen |
| d                | m                      | Durchmesser                                 |
| e, E             | m                      | Exzentrizität                               |
| e                | $\frac{J}{kg}$         | spez. innere Energie                        |
| h                | $\frac{J}{kg}$         | spez. Enthalpie                             |
| $H_u$            | $\frac{J}{kg}$         | unterer Heizwert                            |
| K                | -                      | Konstante                                   |
| $k_R$            | $\frac{N}{kg}$         | spez. Reibungskraft                         |

| Größe    | Einheit                 | Bedeutung                        |
|----------|-------------------------|----------------------------------|
| m        | kg                      | Masse                            |
| m        | -                       | Wiebe-Formparameter              |
| $m_{st}$ | $\frac{kg}{kg}$         | stöchiometrisches Luftverhältnis |
| m        | $\frac{kg}{s}$          | Massenstrom pro Zeiteinheit      |
| n        | $s^{-1}$                | Drehzahl                         |
| P        | kW                      | Leistung                         |
| P        | $\frac{N}{m^2}$         | Druck                            |
| Q, q     | J                       | Wärme                            |
| R        | $\frac{kJ}{kg \cdot K}$ | allgemeine Gaskonstante          |
| R        | m                       | erzeugender Radius der Trochoide |
| $R/e=K$  | -                       | Faktor für Trochoidenvergleich   |
| r        | -                       | Luftgehalt                       |
| s        | $\frac{J}{K}$           | spez. Entropie                   |
| s        | m                       | Weg                              |
| t        | s                       | Zeit                             |
| T        | K                       | Temperatur                       |
| u        | $\frac{m}{s}$           | Geschwindigkeit                  |
| V        | $m^3$                   | Volumen                          |
| W        | J                       | Arbeit                           |
| x        | m                       | Weg                              |

| Größe | Einheit | Bedeutung |
|-------|---------|-----------|
|-------|---------|-----------|

---

Indizes:

|        |                        |
|--------|------------------------|
| O      | Ruhezustand            |
| 1,2    | Bezugsstand            |
| A      | Auslaß                 |
| B      | Behälter               |
| c      | Kompression            |
| dyn    | dynamisch              |
| E      | Einlaß                 |
| e      | effektiv               |
| f      | im engsten Querschnitt |
| G, ges | gesamt                 |
| H      | Hub                    |
| i      | Laufindex              |
| K      | Kammer                 |
| L      | Länge                  |
| m      | mittel                 |
| min    | minimal                |
| N      | normal                 |

Griechische Buchstaben:

| Größe       | Einheit             | Bedeutung              |
|-------------|---------------------|------------------------|
| $\alpha$    | -                   | Durchflußzahl          |
| $\alpha_W$  | $\frac{J}{m^2 s K}$ | Wärmeübergangszahl     |
| $\Delta$    | -                   | Differenz              |
| $\epsilon$  | -                   | Kompressionsverhältnis |
| $\kappa$    | -                   | Isentropenexponent     |
| $\lambda$   | -                   | Luftverhältnis         |
| $\lambda_L$ | -                   | Liefergrad             |
| $\lambda_a$ | -                   | Luftaufwand            |
| $\rho$      | $\frac{kg}{m^3}$    | Dichte                 |
| $\varphi$   | Grad                | Exzenterwellenwinkel   |
| $\phi$      | Grad                | Schwenkwinkel          |
| $\vartheta$ | Grad                | Winkel                 |

|        |                   |
|--------|-------------------|
| n      | nachher           |
| pf     | Pfropfen          |
| s      | Seite             |
| stat   | statisch          |
| T      | Trochoide         |
| T      | Teil              |
| th     | theoretisch       |
| u      | Umgebung          |
| v      | vorher            |
| v      | vorhanden         |
| W      | Wärme             |
| w      | wirklich          |
| W      | Wand              |
| I..III | Kammerindizierung |



## 1. Einleitung

Die neueste Entwicklung /1/ eines Kreiskolbenmotors, System Wankel, im folgenden kurz KKM genannt, verzeichnet Erfolge hinsichtlich Abdichtung der Arbeitskammern, Zündverfahren, Kühlung sowie Anordnung des Ansaug- und Auspuffsystems, aus denen niedrigerer Öl- und Kraftstoffverbrauch und eine höhere Lebensdauer als bei Hubkolbenmotoren (HKM) vergleichbarer Leistung resultieren. Auf dem Gebiet der Schadstoffemissionen sind ebenfalls Fortschritte aufzuweisen (/1/, /2/, /3/), jedoch werden die relativ günstigen Werte von Otto- oder gar Dieselhuckolbenmotoren nicht ohne Zusatzaggregate erreicht /4/. Hauptursache für die Entstehung der Schadstoffe ist die ungünstige, aufgrund des Funktionsprinzips nicht grundsätzlich zu verbessernde Geometrie der Brennraumoberfläche /2/. Im Zusammenhang mit den seit 1970 steigenden Abgasbestimmungen der Industrienationen /19/ führte diese Erkenntnis seitens namhafter Automobilkonzerne, wie z.B. General Motors, USA, in den Jahren 1976/77 zur Einstellung sämtlicher Forschungsarbeiten auf dem Gebiet des KKM, obwohl dessen unbestreitbaren Vorteile (/5/, /6/) hinreichend bekannt sind.

Der HKM wird indessen mit erheblichem Kostenaufwand weiter verbessert. Ein Ergebnis aus diesem komplexen Aufgabenbereich ist das von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen mitfinanzierte Programmsystem "PROMO". Es wurde am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Konstruktionslehre <sup>1</sup> der Ruhr-Universität Bochum <sup>2</sup> in Zusammenarbeit

---

1 Kurzbezeichnung: LMK

2 Kurzbezeichnung :RUB

mit dem Rechenzentrum der gleichen Universität entwickelt und ermöglicht die Berechnung des instationären Ladungswechsels von Mehrzylinderhubkolbenmotoren unter Berücksichtigung der instationären Strömungsvorgänge in den realen Rohrsystemen (/12/ - /25/). Aus der Praxis ist bekannt, daß der Ladungswechsel von Mehrzylindermotoren durch die zusammengeführten Rohre im Ansaug- und Abgassystem in der Regel negativ beeinflußt wird. Peters /18/ hat am Beispiel eines Sechszylinderhubkolbenmotors nachgewiesen, daß allein durch eine verbesserte Ausführung des Rohrsystems eine Leistungssteigerung des Motors um 14,6 % bei gleichzeitiger Verminderung des spezifischen Kraftstoffverbrauches um 6,7 % möglich ist.

Im Gegensatz zum ventilgesteuerten HKM sind die Steuerquerschnitte des KKM niemals geschlossen. Entsprechend empfindlicher reagiert der Ladungswechsel eines Mehrscheiben-KKM auf instationäre Gasbewegungen im angeschlossenen Rohrsystem. Gelingt es, die über das gemeinsame Ansaug- und Abgassystem verursachte negative Beeinflussung der laufenden Scheiben durch Verbesserung des Rohrsystems ins Positive umzukehren, so ist eine größere Ausbeute am KKM als in dem von Peters am HKM gezeigten Beispiel zu erwarten. Gleichzeitig ist mit einer günstigeren Abgaszusammensetzung zu rechnen.

Eine theoretische strömungstechnische Analyse des Ladungswechsels am KKM erfordert zusätzlich die Klärung der Strömungsvorgänge in den Ein- und Auslaßkanälen. Da mit den bekannten Meßverfahren eine Mengenstrommessung bei laufendem Motor kaum durchführbar ist, sind hierbei insbesondere die möglichen Verzweigungsströmungen, die beim Überstreichen der Kolbenkante über die Steueröffnungen auftreten, mit einzu-beziehen.

Die Untersuchung des Ladungswechsels des KKM war bereits Objekt zahlreicher Arbeiten /5/, /27/ - /32/; sie sind jedoch auf Einscheiben-KKM mit kurzen Rohrstücken beschränkt oder befassen sich mit praktischen Messungen an verschiedenen Rohrsystemen.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung eines Rechnerprogramms, welches die theoretische strömungstechnische Analyse des Ladungswechsels von Mehrscheiben-KKM unter Berücksichtigung der instationären Gasbewegungen sowohl in den angeschlossenen Rohrsystemen als auch in den kolbengesteuerten Ein- und Auslaßquerschnitten ermöglicht.

Dem Anwender des Programmsystems wird damit die Gelegenheit gegeben, einen Großteil der notwendigen Erkenntnisse für eine Neukonstruktion bereits in der Entwicklungsphase zu erhalten.

## 2. Übersicht, Aufgabenstellung

Die Einsicht, zur Berechnung von Ladungswechselvorgängen in Verbrennungsmotoren die instationären Strömungsvorgänge in den angeschlossenen Rohrsystemen mit einbeziehen zu müssen, hat wegen der aufwendigen Verfahren zur Berücksichtigung des instationären Verhaltens zu verschiedenen Modellvorstellungen geführt, die von vereinfachenden Annahmen ausgehen.

Es ist dies zum einen die Theorie der linearen Wellenausbreitung /37/, deren Anwendung bei den erforderlichen Voraussetzungen /82/ nur in einem beschränkten Anwendungsbereich zu vertretbaren Ergebnissen führt /71/, /83/.

Zum anderen ist es die Füll- und Entleermethode /84/. Sie geht bei der Betrachtung des Ladungswechselvorgangs davon aus, daß das Rohrsystem eines Verbrennungsmotors zu einem fiktiven Behälter zusammengefaßt wird, in dem sich die thermodynamischen Zustandsgrößen nur als Funktion der Zeit ändern /84/, /85/. In den Behältern eintretende Geschwindigkeitsenergie wird in innere Energie umgesetzt, der Einfluß der Ausbreitung von Störungen auf die Zustandswerte innerhalb eines Rohrleitungssystems bleiben unberücksichtigt. Grund für die vereinfachenden Annahmen sind die aufwendigen Verfahren zur Lösung des Gleichungssystems von linearen, hyperbolischen Differentialgleichungen (kurz: Dgl.) erster Ordnung, welches der in dieser Arbeit angewendeten Theorie der nichtlinearen Wellenausbreitung (/12/, /14/) zugrunde liegt. Die klassischen Lösungsmethoden für derartige Dgl.-Systeme sind die Charakteristikenverfahren /86/, /12/, /14/. Von diesen ausgehend führten Untersuchungen zur Ermittlung eines problemorientiert optimalen Verfahrens zu den Differenzverfahren /23/.

Am LMK wurde in Zusammenarbeit mit dem Rechenzentrum der RUB das bereits eingangs erwähnte Programmsystem "PROMO" entwickelt. Es ermöglicht die Berechnung des Ladungswechsels von Mehrzylinder-Hubkolbenmotoren unter Berücksichtigung der instationären Strömungsvorgänge in den angeschlossenen Rohrleitungssystemen /13/, /15/ - /25/. Stromberg /17/ gibt unter besonderer Berücksichtigung des Zylinders eine zusammenfassende Darstellung des Programmsystems. Erste anwendungsbezogene Erfahrungen wurden von Seifert /15/, /16/ und Peters /18/ veröffentlicht.

Das Ziel dieser Arbeit ist die Berechnung des Ladungswechsels von Mehrscheiben- KKM mit Seiten- und Umfangseinlaß sowohl unter Berücksichtigung der instationären Strömungsvorgänge in den angeschlossenen Rohrleitungssystemen als auch unter besonderer Beachtung der Verzweigungsströmungen, die beim Überstreichen der Kolbenkante über die Steueröffnungen auftreten. Dadurch werden theoretische Untersuchungen ermöglicht, die speziell auf eine Verbesserung des angeschlossenen Rohrsystems sowie auf eine Verbesserung von Lage und Größe der Steuerquerschnitte hinzielen. Zur Lösung der gestellten Aufgabe werden folgende Punkte behandelt:

1. Modifikation des Programmsystems PROMO:

- Darstellung der Grundlagen.
- Entwicklung von mathematischen Modellen zur Erfassung der Übergangsbedingung KKM.
- Darstellung der Gaszustandsgleichungen in den Arbeitsräumen des KKM mit den KKM-spezifischen Einflußgrößen.
- Behandlung von Teilproblemen.

- Darstellung der Erweiterungen des Programmsystems "PROMO" in Ablaufdiagrammen.
- 2. Untersuchung des Strömungsverhaltens des KKM M 950/4 entsprechend den mathematischen Modellen in stationären Durchflußversuchen.
- 3. Anwendungsbeispiele des erstellten Rechnerprogramms unter Verwendung von Versuchsergebnissen.

### 3. Berechnungsgrundlagen Programmsystem "PROMO"

#### 3.1 Gasdynamische und thermodynamische Grundlagen

Die Beschreibung der theoretischen Grundlagen beschränkt sich auf die Angabe der den Algorithmen zugrundeliegenden Grundgleichungen der Gas- und Thermodynamik sowie der grundsätzlichen Darstellung der numerischen Lösungsverfahren. Eine ausführliche Dokumentation findet sich im Schrifttum /5/, /12/, /14/, /17/, /18/, /34/ - /36/.

##### 3.1.1 Voraussetzungen, Vereinbarungen

Als strömendes Fluid ist bei Verbrennungsmotoren Luft bzw. ein Gemisch aus Luft und den aus der Verbrennung eines Kraftstoffes (Benzin, Dieselöl) entstandenen Produkten (im folgenden kurz Abgas genannt) zu betrachten. Es handelt sich also immer um gasförmige Stoffe. Kraftstoffteile in flüssiger Form sollen vernachlässigt werden, da diese Mengen gegenüber dem gesamten Massendurchsatz gering sind.

Es werden die bei technischen Strömungsprozessen mit gasförmigen Fluiden üblichen Voraussetzungen gemacht:

- Äußere Kräfte mit Ausnahme der Wandreibung greifen an dem betrachteten Medium nicht an.
- Es wird ideales Gas und zusätzlich  $c_p, c_v = \text{konst.}$  angenommen.
- Die Strömung findet in röhrenförmigen Kanälen statt; es genügt, die Strömung eindimensional zu beschreiben (Stromfadentheorie).
- Instationäre (  $t \neq \text{konst}$  ) Strömungsvorgänge werden als Folge von stationären Strömungszuständen angenähert (quasistationäre Betrachtungsweise).

Zur Beschreibung des thermodynamischen Zustandes des betrachteten Mediums wird vorausgesetzt:

- physikalisch homogenes Medium.
- Das Medium befindet sich in thermodynamischem Gleichgewicht, d.h., es hat sich ein von der Zeit unabhängiger, konstanter Zustand eingestellt.
- thermodynamische Zustandsänderungen verlaufen so, daß sich das Medium zu jedem Zeitpunkt im thermodynamischen Gleichgewicht befindet (quasistatische Betrachtungsweise)

### 3.1.2 Thermodynamische Grundgleichungen

In einem thermodynamischen System (und  $c_p, c_v = \text{konst}$ ) ist der Zustand eines idealen Gases (thermisch und kalorisch perfekt) durch die Angabe von zwei thermischen Zustandsgrößen bestimmt. Alle übrigen Zustandsgrößen lassen sich aus den bekannten Beziehungen der Thermodynamik bestimmen /36/. Diese Beziehungen sind:

die Zustandsgleichung des idealen Gases

$$p = R \cdot \rho \cdot T, \quad (3.1)$$

der 2. Teil des 2. Hauptsatzes

$$Tds = de + p d \frac{1}{\rho} = dh - \frac{1}{\rho} dp, \quad (3.2)$$

die Gleichungen für die innere  
Energie und Enthalpie

$$de = c_v \cdot dT \quad (3.3)$$

$$dh = c_p \cdot dT, \quad (3.4)$$

und die Gleichung für die Schallgeschwindigkeit

$$a^2 = \kappa \cdot \frac{p}{\rho}. \quad (3.5)$$

### 3.1.3 Gleichungen der nichtlinearen Wellenausbreitung

#### 3.1.3.1 Grundgleichungen der instationären Stromfadentheorie

Unter Berücksichtigung der thermodynamischen Beziehungen und der beschriebenen Voraussetzungen ist der Zustand eines instationär strömenden Gases in einer eindimensionalen Rohrströmung dann als bekannt anzusehen, wenn die zwei (frei gewählten) thermischen Zustandsgrößen  $\rho$  und  $p$  (Dichte, Druck) sowie die Strömungsgröße  $u$  (Geschwindigkeit) eines beliebig kleinen Volumenelementes an jedem

Ort "x" zu jeder Zeit "t" angegeben werden können. Es sind drei Bestimmungsleichungen erforderlich, um die genannten Größen

$$\begin{aligned}\rho &= \rho(x, t) \\ p &= p(x, t) \\ u &= u(x, t)\end{aligned}$$

berechnen zu können. Die gesuchten Gleichungen sind aus der Literatur (/12/, /17/, /35/, /37/) hinreichend bekannt, so daß auf eine gesonderte Ableitung verzichtet wird. Es sind dies:

die Kontinuitätsgleichung (Erhaltung der Masse)

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot A \cdot dx) = - \frac{\partial}{\partial x} (u \cdot \rho \cdot A) \cdot dx, \quad (3.6)$$

die Impulsgleichung (Erhaltung des Impulses)

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot u \cdot A \cdot dx) = & - \frac{\partial}{\partial x} (\rho \cdot u^2 \cdot A) \cdot dx - \frac{\partial}{\partial x} (p \cdot A) \cdot dx \\ & + p \cdot \frac{\partial A}{\partial x} \cdot dx - k_R \cdot \rho \cdot A \cdot dx, \quad (3.7)\end{aligned}$$

und die Energiegleichung (Erhaltung der Energie)

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[ \rho \cdot A \cdot dx \left( e + \frac{u^2}{2} \right) \right] = - \frac{\partial}{\partial x} \left[ u \cdot \rho \cdot A \cdot \left( h + \frac{u^2}{2} \right) \right] \cdot dx + q \cdot A \cdot dx, \quad (3.8)$$

Die Erhaltungssätze enthalten die thermischen Zustandsgrößen Dichte  $\rho$ , Druck  $p$ , die Strömungsgeschwindigkeit  $u$ , die Energiegleichung zusätzlich die Zustandsgrößen spezifische innere Energie  $e$  und spezifische Enthalpie  $h$ .  $k_R$  ist die auf die Masse  $\rho \cdot A \cdot dx$  bezogene äußere

Reibungskraft,  $A$  der Rohrquerschnitt,  $q$  die pro Volumen- und Zeiteinheit zugeführte Wärmemenge. Als unabhängig veränderliche Größen treten in den Gleichungen die Wegkoordinate  $x$  und die Zeit  $t$  auf. Die Herleitung der Gleichungen (3.6) - (3.8) erfolgt durch die Betrachtung eines beliebig kleinen Volumenelementes der instationären Rohrströmung /12/, /37/.

### 3.1.3.2 Differentialgleichungen der instationären Stromfadentheorie

Für ein ideales Gas konstanter spezifischer Wärme erhält man aus (3.3) und (3.4)

$$e = c_v (T - T_0) + e_0 \quad (3.9)$$

und

$$h = c_p (T - T_0) + h_0 \quad (3.10)$$

Unter Berücksichtigung, daß

$$R = c_p - c_v, \quad \kappa = \frac{c_p}{c_v}$$

ist, können mit Gleichung (3.1) die Beziehungen

$$h = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p}{\rho} \quad (3.11)$$

und

$$e = \frac{1}{\kappa-1} \cdot \frac{p}{\rho} \quad (3.12)$$

hergeleitet werden. Mit (3.11) und (3.12) wird die Energie-

Gleichung (3.8) entsprechend (3.6) und (3.7) ebenfalls auf die thermischen Zustandsgrößen  $p$  und  $\rho$  umgeformt:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[ \rho \cdot A \cdot dx \cdot \left( \frac{1}{\kappa-1} \cdot \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} \right) \right] = - \frac{\partial}{\partial x} \left[ u \cdot \rho \cdot A \cdot \left( \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} \right) \right] \cdot dx \\ + q \cdot A \cdot dx \end{aligned} \quad (3.13)$$

Wird für die Zustandsgrößen sowie für  $A(x)$ , wobei  $A(x) \neq 0$ , Differenzierbarkeit im geschlossenen Intervall der betrachteten Ausdehnung in  $x$ -Richtung vorausgesetzt, so können die partiellen Differentiationen ausgeführt werden. Eine übersichtliche Zusammenfassung der Terme führt zu einem System nichtlinearer, partieller Differentialgleichungen hyperbolischen Typs /23/:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \cdot (\rho \cdot u) = - \rho \cdot u \cdot \frac{d \ln A}{dx} \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \cdot (\rho \cdot u) + \frac{\partial}{\partial x} \cdot (\rho \cdot u^2 + p) = - \rho \cdot u^2 \cdot \frac{d \ln A}{dx} - p \cdot \kappa_R \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \cdot \left( \rho \cdot \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\kappa-1} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \cdot u \cdot \left( \rho \cdot \frac{u^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p \right) = \\ - u \cdot \left( \rho \cdot \frac{u^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p \right) \cdot \frac{d \ln A}{dx} + q \end{aligned} \quad (3.16)$$

Der einheitliche Aufbau des Gleichungssystems ermöglicht eine Darstellung in Form einer Vektorgleichung:

$$\frac{\partial G(x,t)}{\partial t} = - \frac{\partial F(x,t)}{\partial x} - C(x,t) \quad (3.17)$$

mit den Vektoren:

$$G = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho \cdot u \\ \rho \cdot \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\kappa-1} \end{pmatrix} \quad (3.18)$$

$$F = \begin{pmatrix} \rho \cdot u \\ \rho \cdot u^2 + p \\ u \cdot \left( \rho \cdot \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\kappa-1} \right) \end{pmatrix} \quad (3.19)$$

$$C = \begin{pmatrix} \rho \cdot u \\ \rho \cdot u^2 \\ u \cdot \left( \rho \cdot \frac{u^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p \right) \end{pmatrix} \cdot \frac{d \ln A}{dx} + \begin{pmatrix} 0 \\ \rho \cdot k_R \\ -q \end{pmatrix} \quad (3.20)$$

G ist der gesuchte Lösungsvektor mit den Komponenten:

|                                                 |                   |
|-------------------------------------------------|-------------------|
| $\rho$                                          | Massendichte      |
| $\rho \cdot u$                                  | Massenstromdichte |
| $\rho \cdot \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\kappa-1}$ | Energiedichte     |

$F = F(G)$  und  $C = C(G)$  sind Funktionen dieses Vektors.

#### 3.1.4 Differenzenverfahren

Die klassischen Lösungsverfahren für das gefundene partielle Differentialgleichungssystem sind die Charakteristikenverfahren /12/, /14/, /35/. Sie bieten gegenüber dem hier kurz skizzierten Differenzen-

verfahren den Vorteil der physikalischen Anschaulichkeit /12/. Insbesondere die Erfassung von Unstetigkeiten, den Verdichtungsstößen, macht eine programmierte Anwendung der Charakteristikenverfahren rechenintensiv bei gleichzeitig hohem Speicherbedarf.

Zur numerischen Lösung von partiellen Differentialgleichungssystemen sind die sog. Differenzenverfahren besser geeignet. Sie sind dadurch gekennzeichnet, daß sie die Differentialgleichungen (3.14) - (3.16) an diskreten Punkten der Strömungsebene (x,t-Ebene) erfüllen (sog. Kollokation).

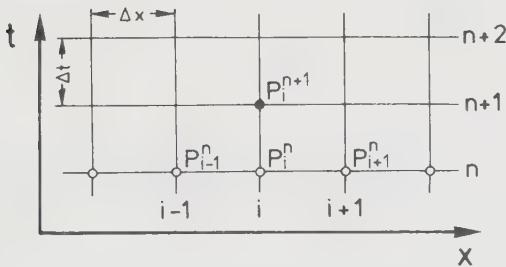


Bild 3.1 Lösungsgitter beim Differenzenverfahren

Die Kollokationspunkte der Differentialgleichungen ergeben sich als Knotenpunkte eines rechteckigen Netzes  $\Delta t, \Delta x$  (Bild 3.1). Die Kollokationsbedingung für einen Punkt  $\left|_i^n\right.$  der Strömungsebene lautet für die Vektorgleichung (3.17):

$$\frac{\partial G}{\partial t} \Big|_i^n + \frac{\partial F(G)}{\partial x} \Big|_i^n = C(G) \Big|_i^n \quad (3.21)$$

In jedem Punkt  $P|_i^n$  können die Ableitungen der Differentialgleichungen (3.14) - (3.16) näherungsweise durch Differenzenquotienten ersetzt werden. Dazu wird die Vektorfunktion (3.17) in eine Taylorreihe um den Punkt  $P(x,t)$  entsprechend dem Gitterpunkt  $P|_i^n$  entwickelt /23/. Die so entstandenen Differenzengleichungen werden dann von den Anfangswerten ausgehend unter wechselwirkendem Einschluß der zu betrachtenden Randbedingungen schrittweise für den Punkt  $P|_i^{n+1}$  für die abhängigen Variablen gelöst. Hinsichtlich der Gitterabstände ist ein Konvergenz- und Stabilitätskriterium nach Courant-Friedrichs-Lewy /82/ zu erfüllen, aus dem bei vorgegebenen lokalen Differenzen ein Höchstwert des Zeitintervalls vorgeschrieben ist:

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} \leq \frac{1}{|u| + a} \quad (3.22)$$

Dieses Kriterium stellt anschaulich das Minimum des Absolutwertes der Neigungen von Charakteristiken dar, die das Abhängigkeitsgebiet der zur Berechnung herangezogenen Punkte  $P|_{i+1}^n$  und  $P|_{i-1}^n$  begrenzen.

Eine ausführliche Gegenüberstellung /23/ verschiedener Ansätze für die Differenzenverfahren stellt ein von Lax und Wendroff /39/ angegebenes zweistufiges Verfahren als das problemorientiert optimale heraus. Zur weiteren Information sei auf /23/ sowie auf die dort angegebenen Literaturstellen hingewiesen.

### 3.2 Rand- und Übergangsbedingungen<sup>1</sup> in den Rohrsystemen von Verbrennungsmotoren

Bei der Lösung der Grundgleichungen der instationären Fadenströmung wurde davon ausgegangen, daß sich die Störungen unbegrenzt ausbreiten. Der praktische Fall einer Rohrströmung ist jedoch dadurch gekennzeichnet, daß das betrachtete Rohrsystem der Länge nach begrenzt ist. Die Berechnungsverfahren nach Pkt. 3.3 sind für die Randwerte der Strömungsebene eines Rohres nicht mehr anwendbar, da die Zustandswerte in den Randpunkten nicht nur die Lösung für das Gleichungssystem der Rohrströmung, sondern gleichzeitig die Lösung der Gleichungssysteme darstellen müssen, die den Zustandsverlauf des Gases am Rand bzw. innerhalb einer Übergangsbedingung (Verbindung von Einzelrohren), beschreiben (/12, /17/, /24/, /25/).

#### 3.2.1 Drosselstellen

Strömungen durch Rand- und Übergangsbedingungen sind mit Strömungsverlusten verbunden, die durch Wirbelzonen, Strahlablösung sowie turbulente Mischvorgänge hervorgerufen werden (Bild 3.2).

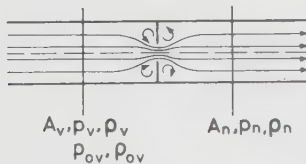


Bild 3.2 Blende als Drosselstelle

---

<sup>1</sup> Die Bezeichnungen werden sowohl im mathematischen Sinne als auch objektbezogen angewendet.

Jede Drosselung einer Strömung hat Impulsverlust und Entropievermehrung zur Folge. Durch Abschätzung der Impulsverluste /48/ und durch Experimente /41/, /47/ ist nachgewiesen worden, daß zur Berechnung der instationären Drosselströmung die quasistationäre Betrachtungsweise zu befriedigenden Ergebnissen führt: Innerhalb der endlichen Zeitintervalle des Rechenverfahrens werden Mittelwerte der Zustandsgrößen verwendet und für den jeweiligen Rechenschritt als konstant angenommen.

Es genügt demnach, die Strömungsverluste an einer Drosselstelle bei stationärer Strömung zu kennen. Die Berechnung dieser Verluste aus der Impulsgleichung ist im allgemeinen deshalb nicht möglich, weil die äußeren Kräfte auf die Oberfläche der Stromröhre innerhalb der Drosselstelle nicht angegeben werden können. In einfachen Fällen, wie z.B. bei der sog. Bordamündung (dünnwandiges Rohrende), läßt sich der Impulssatz ansetzen und daraus der Durchflußbeiwert berechnen /12/; in der Regel müssen die Strömungsverluste einer Drosselstelle experimentell ermittelt werden, vgl. Kap.6.

### 3.2.1.1 Durchflußzahl

#### 3.2.1.1.1 Allgemeine Definition

Es ist üblich, die Strömungsverluste durch den Durchflußbeiwert  $\alpha$  (auch: Durchflußzahl) zu charakterisieren. Der Beiwert ist definiert durch das Verhältnis von wirklichem zum theoretisch möglichen Massenstrom:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{th}} \quad (3.22)$$

Mit dem gemessenen wirklichen Massenstrom, der bekannten Durchflußgleichung von Saint-Venant und Wantzel (/36/) und den Bezeichnungen nach Bild 3.2 ist die Durchflußzahl zu berechnen:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_w}{A_n \sqrt{2 \cdot p_{ov} \cdot \rho_{ov}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_n}{p_{ov}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - \left( \frac{p_n}{p_{ov}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \right]}} \quad (3.23)$$

### 3.2.1.1.2 Definitionen für die Rohrverzweigung

Die Definition (3.23) der Durchflußzahl konnte auch für die Drosselstelle Rohrverzweigung beibehalten werden (/41/, /42/), da sich die Beziehung (3.23) auch auf die einzelnen Zweige übertragen läßt. Es ist zu beachten, daß bei einer auf drei Rohre beschränkten Rohrverzweigung sechs Strömungsfälle möglich sind, Bild 3.3; die eingetragene Numerierung bezieht sich auf das Rechnerprogramm "PROMO".

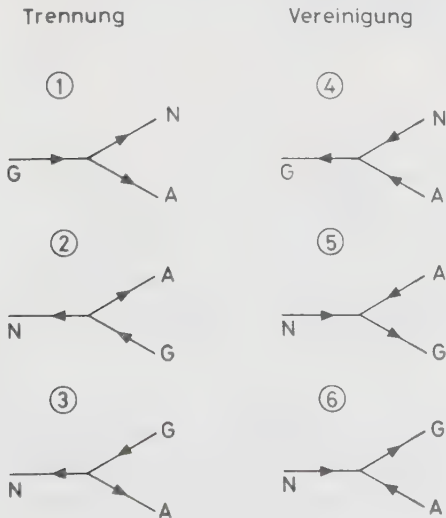
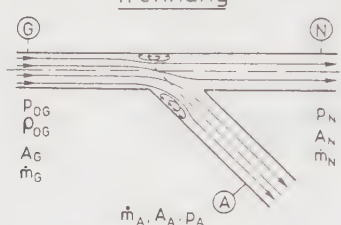


Bild 3.3 mögliche Strömungsfälle an einer Rohrverzweigung

Bild 3.4 Strömungsverlustbeiwerte einer Rohrverzweigung

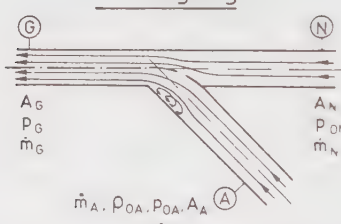
Trennung



$$\alpha_A = \frac{\dot{m}_A}{A_A \sqrt{2 \cdot p_{0G} \cdot \rho_{0G}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_A}{p_{0G}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_A}{p_{0G}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \quad (3.24)$$

$$\alpha_N = \frac{\dot{m}_N}{A_N \sqrt{2 \cdot p_{0G} \cdot \rho_{0G}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_N}{p_{0G}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_N}{p_{0G}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \quad (3.25)$$

Vereinigung



$$\alpha_A = \frac{\dot{m}_A}{A_A \sqrt{2 \cdot p_{0A} \cdot \rho_{0A}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_G}{p_{0A}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_G}{p_{0A}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \quad (3.26)$$

$$\alpha_N = \frac{\dot{m}_N}{A_N \sqrt{2 \cdot p_{0N} \cdot \rho_{0N}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_G}{p_{0N}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_G}{p_{0N}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \quad (3.27)$$

Jeder Strömungsfall setzt sich zusammen aus einem Gesamt-massenstrom G und zwei Teilmassenströmen A, N; für jeden Teilmassenstrom sind die Durchfließzahlen (Bild 3.4) durch das Experiment zu bestimmen /42/, vgl. Kap. 6.

Die Auftragung der Durchfließzahlen erfolgt über dem variablen Massenstromverhältnis  $\dot{m}_{\text{Teil}} / \dot{m}_{\text{ges}}$  /42/, vgl. Kap. 6.

### 3.2.1.2 Bestimmung der Zustandsgrößen für die Durchflußzahl

Die in den Gleichungen (3.23) - (3.27) vorkommenden Zustandsgrößen werden wie folgt bestimmt; die angegebenen Meßmethoden werden speziell am Versuchsstand "Durchflußzahlen" des LMK angewendet, vgl. Kap.6..

wirklicher Massenstrom  $\dot{m}_w$  :

Messung durch Drehkolbengaszähler

statischer Druck  $p$  ( $p_{\text{stat}}$ ):

Soweit er nicht in einem Behälter vor der Drosselstelle gemessen wird, erfolgt die Druckbestimmung durch Ringdruckentnahme, vgl. AH 6.3. Dazu werden am Rohrumfang vier gleichmäßig verteilte Druckmessbohrungen angebracht und in einer Ringleitung zusammengefaßt. Auf diese Weise werden Druckschwankungen an den Rohrwandungen weitgehend ausgeglichen .

Temperatur  $T$ :

Zur Berechnung der Gasdichte muß die Gastemperatur bekannt sein; sie wird mit Temperaturfühlern (Thermoelemente) gemessen.

Dichte  $\rho$ :

Die Dichte wird aus den gemessenen statischen Drücken und den gemessenen Temperaturen mit der Zustandsgleichung (3.1) des idealen Gases berechnet:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (3.28)$$

Ruhedruck  $p_o$ :

Der Ruhedruck vor einer Drosselstelle ist bei Strömungen aus einem Behälter mit dem Behälterdruck identisch. Bei strömendem Medium, in diesem Falle Gas, besteht der Ruhedruck aus einem statischen und dynamischen Anteil<sup>1</sup>:

$$p_o = p_{ges} = p_{stat} + p_{dyn} \quad ( 3.29 )$$

mit

$$p_{dyn} = \rho \cdot \frac{u^2}{2} \quad ( 3.30 )^1$$

aus dem gemessenen Massenstrom und bei bekannten Rohrquerschnitt wird die Gasgeschwindigkeit  $u$  bestimmt:

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} \quad ( 3.31 )$$

Somit sind alle Größen der Gleichungen ( 3.29 ) und ( 3.30 ) bekannt. Mit den Meßwerten können jetzt die Durchflußzahlen ( 3.23 ) - ( 3.27 ) berechnet werden.

---

<sup>1</sup> Der Ansatz gilt für die Bestimmung des Druckes in einer isentropen inkompressiblen ( $\rho = \text{konst}$ ) Strömung. Bei Strömungsgeschwindigkeiten, die kleiner als 0,5 x Schallgeschwindigkeit des betrachteten Mediums sind, darf die Gleichung auch für Gase angewandt werden ( bis 1 % Fehler ).

### 3.3 Berechnungsverfahren der Rand- und Übergangsbedingungen

An den Rändern bzw. an den Übergängen der einzelnen Strömungsebenen wird der Zustand des Gases an den Stellen bestimmt, wo geordnete Strömungsverhältnisse vorliegen, d.h., daß außerhalb der Kontrollflächen einer Drosselstelle, Bild 3.6, die Rohrströmung mit den Gleichungen der instationären Stromfadentheorie beschrieben wird. Innerhalb der Kontrollflächen gelten die Gleichungen der aktuellen (Rand)-Übergangsbedingung. Diese werden entsprechend ihres Strömungsverhaltens getrennt in Drosselstellen mit Speicherwirkung, wie z.B. Behälter, Zylinder, KKM, und in Drosselstellen ohne Speicherwirkung, wie z.B. Blende und Rohrverzweigung. Die endliche Ausdehnung der Rand- und Übergangsbedingungen wird für die Wellenlaufzeit vernachlässigt /12/, /17/.

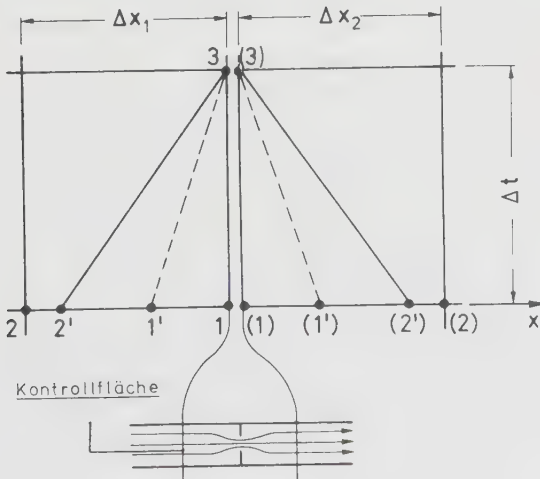


Bild 3.6 Zum Berechnungsverfahren an den Rändern der Strömungsebenen

Aus dem vorhergehenden Rechenschritt seien die Zustandswerte, ggf. Anfangswerte, der Punkte 1 und 2 im Gitternetz der Strömungsebene, vgl. Kap. 3.1.4, bekannt, wobei die Zustandswerte der Punkte 1 und (1), Bild 3.6, über das Gleichungssystem der Übergangsbedingung miteinander verbunden sind. Gesucht sind die Zustandswerte des strömenden Gases auf dem Rand der Strömungsebenen im Punkte 3 und (3). Das Berechnungsverfahren der instationären Fadenströmung kann nicht mehr herangezogen werden, da die Erhaltungssätze des Impulses und der Energie, bei Übergangsbedingungen mit Speicherwirkung ebenfalls die Erhaltung der Kontinuität nicht mehr in Form der Gleichungen (3.6) - (3.8) angebar sind.

Aus der Charakteristikentheorie /12/ ist bekannt, daß die Änderung des Gaszustandes entlang einer sog. Machlinie in der Strömungsebene an die zugehörige Zustandscharakteristik gekoppelt ist. Wird eine derartige Machlinie in das Gitternetz der Rohrströmung so eingeflochten, daß sie durch den Punkt 3, Bild 3.6, verläuft, so müssen die Zustandswerte des Gases, d.h., der Lösungsvektor  $(u, a, p)$  im Punkt 3 sowohl eine Lösung für die zugehörigen Zustandscharakteristiken (Funktionen von  $u, p, a$ ) als auch für das Gleichungssystem der Übergangs- (Rand)-Bedingung darstellen. Bei Zuströmen des Gases auf den Rand der Übergangsbedingung bestimmt der Zustand des im Rohr befindlichen Gases die Schallgeschwindigkeit im Punkte 3, (3). Neben der Machlinie durch den Punkt 2', (2) wird zusätzlich eine Teilchenbahn mit der zu diesem Gas teilchen gehörigen Schallgeschwindigkeit durch den Punkt 1' (1) eingeflochten. Strömt das Gas von der Übergangsbedingung weg, wird die Schallgeschwindigkeit mit Hilfe des Energiesatzes berechnet /24/, /25/. Die Auffindung des Lösungsvektors  $(u, a, p)$  erfolgt iterativ mit dem Fixpunktverfahren nach Banach /25/, /55/. Während für eine Randbedingung (z.B. Rohrende) nur ein Lösungsvektor zu berechnen ist, erfordert eine Übergangsbedingung für jede angeschlossene Strömungsebene jeweils einen Lösungsvektor. Bei Übergangs-

bedingungen ohne Speicherwirkung werden diese Vektoren über die Durchflußgleichung nach Saint-Venant und über die Kontinuitätsbeziehung gekoppelt; Strömungsverluste werden durch die Durchflußzahl berücksichtigt. Bei Übergangsbedingungen mit Speicherwirkung erfolgt die Kopplung durch das Gleichungssystem, welches den Zustand des Gases innerhalb des Objektes beschreibt, vgl. Kap. 4.3. Die Lösung des Gleichungssystems innerhalb der Randbedingung (KKM, Behälter) erfolgt iterativ mit Hilfe eines Prediktor-Korrektor-Verfahrens /25/, /54/, /55/, vgl. Kap. 5.

### 3.3.1 Zulässige Rand- und Übergangsbedingungen im Programmsystem "PROMO"

Mit den beschriebenen Rechenverfahren sind zur Zeit (Januar 1978) folgende Rand- und Übergangsbedingungen im Programmsystem "PROMO" enthalten:

1. Zylinder
2. Rohrverzweigung
3. Behälter mit und ohne Impulsdurchtritt <sup>1</sup>
4. Blende im Rohr
5. Rohrende

Praktisch ausgeführte Rand- und Übergangsbedingungen wie z. B. Vergaser, Luftfilter, Vorschalldämpfer u.a. lassen sich in der Regel durch Analogiebetrachtungen auf eine der genannten Übergangsbedingungen zurückführen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Baustein "Zylinder" durch den Baustein "KKM" ersetzt.

---

<sup>1</sup>vgl. /70/

#### 4. Übergangsbedingung Kreiskolbenmotor

##### 4.1 Allgemeines zum Kreiskolbenmotor (KKM)

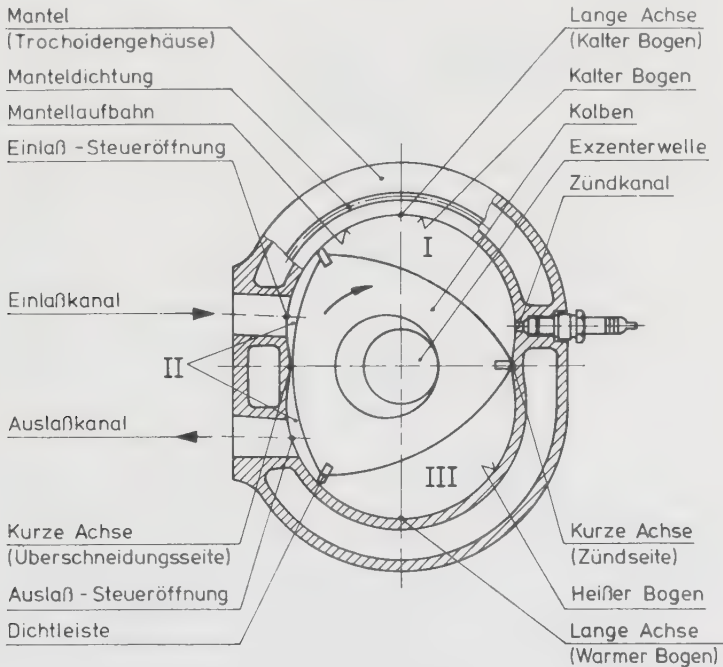
Der KKM kennt keine oder nur mit konstanter Größe rotierenden Massenkräfte, die sich mit Gegengewichten leicht ausgleichen lassen, d.h., der KKM hat keine nach außen wirkenden Massenkräfte. Dies ist für schnellaufende Motoren ein wesentlicher Vorteil, insbesondere bei nichtstationärer Verwendung. Obwohl dieser große Vorteil schon lange bekannt war, wurde erst im Januar 1960 bei einem technischen Kolloquium im Deutschen Museum erstmalig über die Entwicklung eines Verbrennungsmotors in Kreiskolbenbauart berichtet. Nach dieser ersten Fachvorstellung des Kreiskolbenmotors wurde der grundsätzliche Aufbau in aktuellen Aufsätzen /6/ und in einem zusammenfassenden Buch /7/ veröffentlicht. Eine Testgruppe des Deutschen Patentamtes befaßte sich mit der Benennung der Teile /8/.

##### 4.1.1 Benennungen, Kinematik

Die Darstellung der Grundlagen des KKM's wird auf das für das Verständnis dieser Arbeit Erforderliche beschränkt. Bild 4.1 zeigt den Schnitt durch einen KKM mit den festgelegten Bezeichnungen /8/. In diesem Bild ist bereits die Kammerindizierung (I, II, III) eingetragen, wie sie für das erstellte Rechnerprogramm benötigt wird.

Es ist leicht möglich, Kreiskolbenmaschinen abzuwandeln und damit ganze "Familien" von Maschinen zu entwickeln. Eine systematische Einteilung von Felix Wankel /9/ gibt einen Überblick über die heute bekannten Bauformen und

und prinzipiellen Eigenschaften noch unbekannter Maschinen. Die wichtigsten Voraussetzungen, ohne die ein Rotationskolbenmotor keine Erfolgsaussichten hat, werden von Ben-singer /10/ diskutiert. Die einzige bis heute als Ver-brennungskraftmaschine erfolgreiche Bauart ist der Wankel-motor, eine Trochoidenmaschine.



Die Stellungen des Kolbens sind bei kleinstem Arbeitskammer - Volumen:  
Zünd-OT (ZOT) und Überschneidungs - OT (ÜT)

bei größtem Arbeitskammer - Volumen:  
Ansaug - UT (AT) und Expansions - UT (Dehnungs - UT) (ET)

Bild 4.1 Querschnitt mit Benennungen /7/

Trochoiden sind Kurven, welche ein beliebiger, mit der Fläche eines Kreises verbundener Punkt beschreibt, wenn der Kreis außen (Epitrochoide) oder innen (Hypotrochoide) auf einem Festkreis rollt /7/. Beim KKM System Wankel wird die Epitrochoide angewandt und im weiteren mit Trochoide bezeichnet. Die Form der Trochoide hängt vom Verhältnis  $R/e$  ab (Bild 4.2)

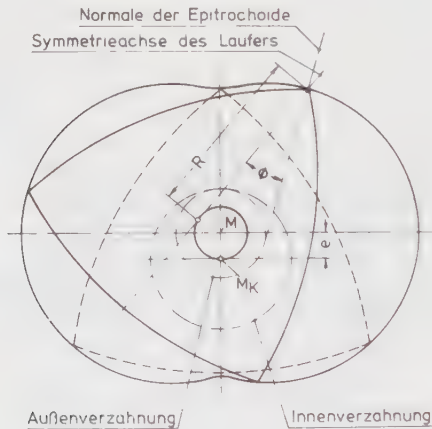


Bild 4.2 Beziehung zwischen  $e$ ,  $R$  und  $\phi$

Je kleiner  $R/e$  ist, desto stärker wird die Eindrückung in der Mitte der Langseite der Ovalkurve. Außerdem wird die Kurvenform von der Übersetzung Außenverzahnung zu Innenverzahnung (Bild 4.2) bestimmt. Es muß sich wie zwei aufeinander folgende ganze Zahlen verhalten und beträgt beim KKM Bauart Wankel 2 : 3. Dadurch ergeben sich zweibogige Trochoiden, d.h., Kurven mit zwei Einbuchtungen /7/.

Statt R und e wird zur Kennzeichnung der Kurve auch der maximale Schwenkwinkel  $\phi_{\max}$  verwendet. Er wird durch die Normale der Trochoide und die Symmetrielinie durch eine Ecke des Läufers gebildet und aus

$$\sin \phi_{\max} = n \cdot e / R \quad (4.0)$$

berechnet, wobei n die Anzahl der Anlagenpunkte des Läuferumrisses ist (hier:  $n = 3$ ). Die Läuferfigur (Kolben) ist als innere Hüllkurve der zweibogigen Trochoide ein Bogen-dreieck, dessen Mitte  $M_K$  im Abstand e um den Mittelpunkt M der Trochoide mittels des aus Außen- und Innenverzahnung zusammengesetzten Getriebes kreist /6/.

Aufgrund der Übersetzung 2:3 dreht sich der Kolben mit einem Drittel der Winkelgeschwindigkeit der Exzenterwelle; sein Mittelpunkt, der gleichzeitig sein Schwerpunkt ist, bewegt sich auf einem Kreis mit der **Exzentrizität e**. Die Bewegung des Kolbens ist kinematisch als planetenartige Drehbewegung zu bezeichnen.

Zwischen dem durch die Trochoide gebildeten inneren Gehäuseumriß (Mantel) und den drei Bogen des zugeordneten Kolbens entstehen bei dessen Drehbewegung um seine exzentrisch gelagerte Achse Kammern mit ausgeprägt unterschiedlichen Volumina (Bild 4.3). Jede dieser Kammern ist durch eine Mulde /10/, /33/ in der bogenförmigen Kolbenfläche vergrößert und an den Kolbenecken durch gerade Dichtleisten gegen den Mantel sowie durch Bogenleisten (Dichtstreifen) gegen die Seitenflächen abgeschlossen.

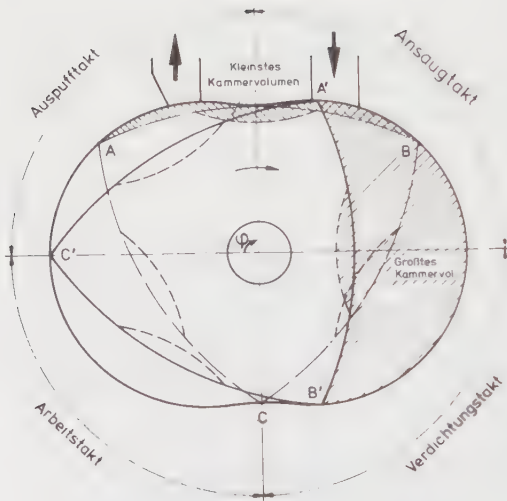


Bild 4.3  
Arbeitsphasen und  
Maximum bzw. Minimum  
des Kammervolumens

Das Volumen /11/ der Kammern ändert sich bei drei Umdrehungen der Exzenterwelle, d.h., bei einer Umdrehung des Kolbens, relativ zur ruhenden Umgebung zweimal streng harmonisch zwischen Minimum und Maximum. Der Bezugswinkel ist im allgemeinen der Winkel  $\varphi$  der Exzenterwelle. Bei thermodynamischen Betrachtungen wird zum Verfolgen einer Arbeitskammer der Exzenterwinkel bis 1080° durchgezählt /7/.

#### 4.1.2 Arbeitsweise

Die Arbeitsweise eines (2 : 3) KKM ist schematisch in Bild 4.4 dargestellt. Bei jeder Umdrehung des Kolbens findet in jeder einzelnen Kammer ein Viertaktprozeß (Ansaugen, Verdichten, Verbrennen, Ausstoßen) statt.

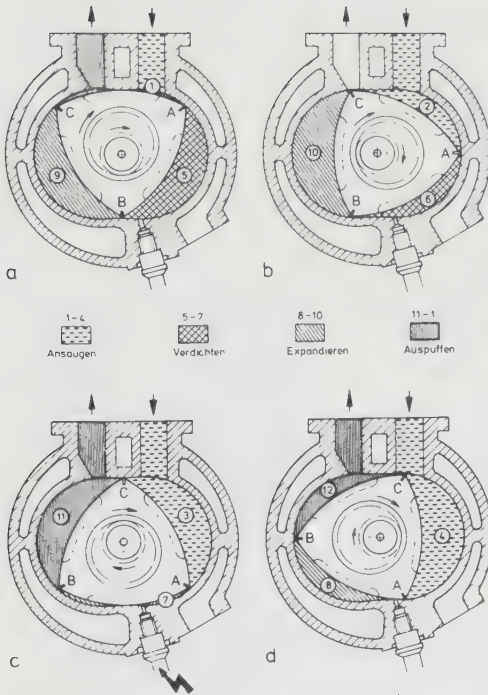


Bild 4.4  
Ablauf der  
Arbeitsspiele

Will man den KKM mit dem HKM vergleichen, so ist die Anzahl der Wellenumdrehungen je Arbeitsspiel zu betrachten: der HKM benötigt für einen Viertaktkreislauf zwei Kurbelwellenumdrehungen, der ( 2:3 ) -KKM dagegen nur eine Exzenterwellenumdrehung. Thermodynamisch entspricht der KKM einem Dreizylinder Viertakt-Hubkolbenmotor, dessen Kurbelwelle um 2 : 3 langsamer läuft als die Exzenterwelle des KKM. Mit einer 3 : 2 ins Schnelle übersetzten Abtriebswelle am HKM sind die Drehzahlen von Exzenterwelle und Abtriebswelle gleich /6/.

#### 4.1.3 Steuerung des Gaswechsels

Die Ansaug- bzw. Abgaskanäle des KKM können sowohl in der Mantellaufbahn als auch in den Seitenteilen eingebaut sein, Bild 2.5. Je nach Anordnung spricht man von Umfangs- bzw. Seitenein- und -auslaß.

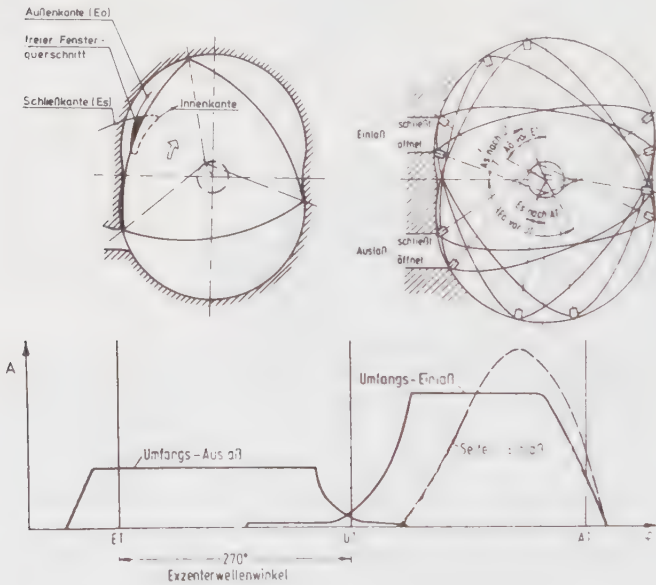


Bild 4.5 Steuerung des Gaswechsels bei Umfangs- und Seiteneinlaß

Beim Auslaß wählt man nur die Umfangsöffnung, um das schnelle Entweichen der verbrannten Gase sicherzustellen und um unnötige Temperaturerhöhungen des Mantels durch

die Umlenkung der heißen Gase zu vermeiden. Für die Frischgase dagegen wird sowohl Umfangs- wie Seiteneinlaß angewandt. Wenn es darum geht, hohe Drehzahlen und hohe Leistungen zu erreichen, ist der Umfangseinlaß besser geeignet, da die Gassäule weder umgelenkt noch zeitweilig durch die Seitenwand des Kolbens abgebremst wird. Bei niedrigen Drehzahlen ist der Seiteneinlaß von Vorteil, da durch die Umlenkung des Frischgases eine bessere Gemischaufbereitung erfolgt, die durch bessere Verbrennung das Drehmomentverhalten des Motors günstig beeinflußt. Um die sich entgegen laufenden Forderungen - hohes Drehmoment und geringer Verbrauch bei niedrigen Drehzahlen einerseits, hohe Leistung bei hohen Drehzahlen andererseits - soweit wie möglich miteinander zu vereinbaren, werden bei Tojo-Kogjo-Motoren Seiten- und Umfangseinlaß kombiniert und drehzahlabhängig gesteuert /7/.

#### 4.2 Mathematische Modelle zur Erfassung des Kammer- systems des KKM

##### 4.2.1 Gesamtdarstellung der Berechnungsmodelle

Die in den Kap. 4.2.1.1 und Kap. 4.2.1.2 gezeigten mathematischen Modelle zur Erfassung des Kammersystems des KKM ergeben sich aus Kombinationen von Rohren, Behältern und Rohrverzweigungen. Die bildliche Gegenüberstellung von aktueller Kolbenstellung und zugehörigem Berechnungsmodell enthält die Problematik der Einzelmodellvorstellungen und wird deswegen an den Anfang dieses Kapitels gestellt.

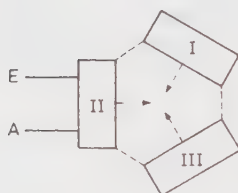
##### 4.2.1.1 KKM mit Umfangseinlaß

Mit den noch unter Kap. 4.2.2 zu diskutierenden Modellvorstellungen von Behälter und Rohrverzweigung mit jeweils

zwei fiktiv angeschlossenen Rohrstücken lässt sich für jede spezifische Kolbenstellung leicht ein mathematisches Modell des KKM angeben, Bild 4.6. Leckgasströme, d.h. Verbindungen der Arbeitskammern, entstehen durch Undichtigkeiten der radialen Dichtleisten. Leckgase über die seitlichen Dichtstreifen, vgl. Bild 4.6.1, werden in dem Ladungswechselprogramm z. Zt. nicht berücksichtigt.

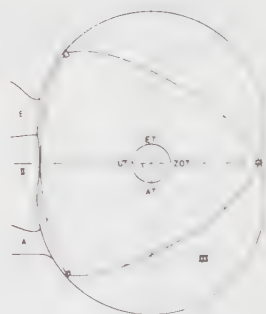
Bild 4.6 Mathematische Modelle des KKM mit Umfangseinlass für die charakteristischen Kolbenstellungen

- Rohre mit Strömungsebene
- fiktive Rohre
- Leckgasströme



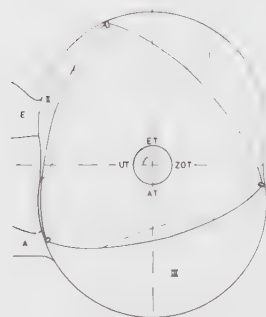
4.6.1

$$0^\circ < \varphi \leq \alpha_0$$

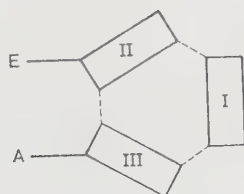


4.6.2

$$\alpha_0 < \varphi \leq \alpha_S$$

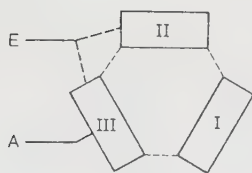
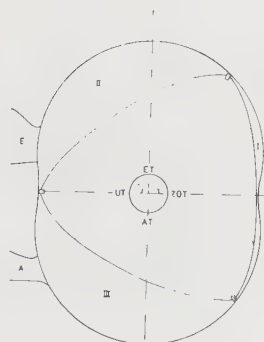


Fortsetzung Bild 4.6



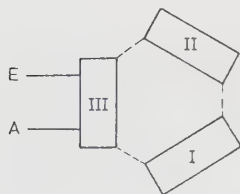
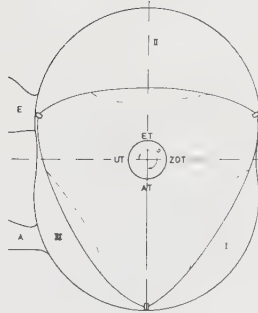
4.6.3

$$AS \angle \varphi \leq E\ddot{O}$$



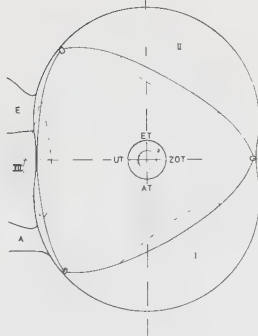
4.6.4

$$E\ddot{O} \angle \varphi \leq ES$$



4.6.5

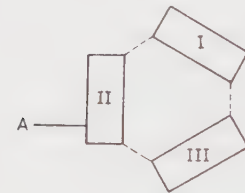
$$ES \angle \varphi \leq 360^\circ$$



#### 4.2.1.2 KKM mit Seiteneinlaß

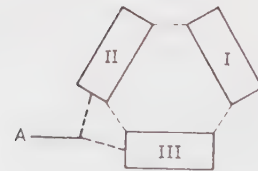
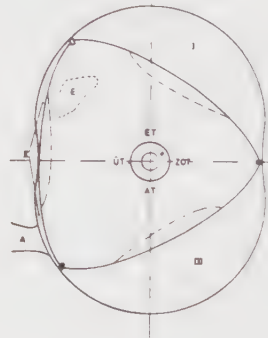
Die mathematischen Modelle sind ähnlich wie beim KKM mit Umfangeinlaß. An der Einlaßseite entfallen die Verzweigungsströmungen; dafür sind zwei Einlaßkanäle  $E_1$  und  $E_2$  vorgesehen. Ihre Anordnung muß nicht symmetrisch sein. Es werden somit an der Übergangsbedingung KKM insgesamt drei angeschlossene Rohre zugelassen.

Bild 4.7 Mathematische Modelle des KKM mit Seiteneinlaß für die charakteristischen Kolbenstellungen



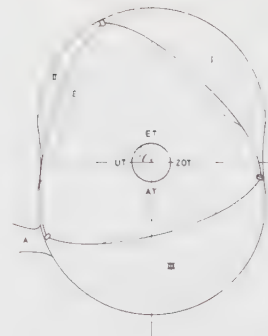
4.7.1

$0^\circ < \varphi < A\ddot{O}$

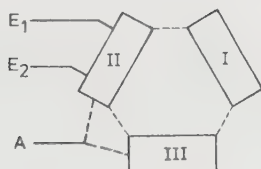


4.7.2

$A\ddot{O} < \varphi < AS$



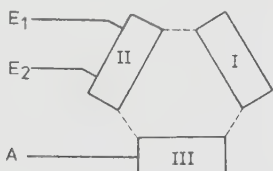
Fortsetzung Bild 4.7



4.7.3  $A\ddot{O} \angle \varphi \angle AS$

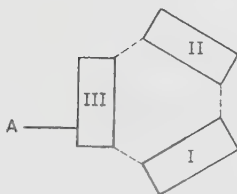
Sonderfall:

Verzweigungsströmungen bei "A"  
gleichzeitig mit Strömungen durch "E"



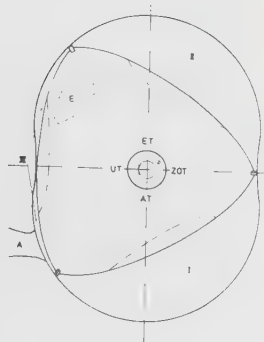
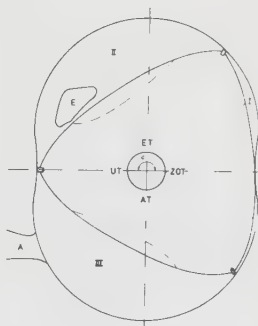
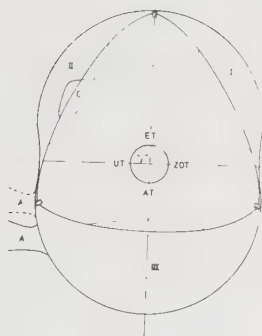
4.7.4

$AS \angle \varphi \angle ES$



4.7.5

$ES \angle \varphi \angle 360^\circ$



#### 4.2.2 Einzelmodelle

##### 4.2.2.1 Behältermodell

Für die Arbeitsräume des KKM wurden Behälter-(Kammer-)modelle gewählt, in denen der Arbeitsprozess nach den unter Kap. 4.3 aufgezeigten Gleichungen berechnet wird. Diese Modellvorstellung ist, je nach betrachteter Kammer und Kolbenstellung, mit mehr oder weniger großen Fehlern behaftet. Man denke nur an die schmale Kammer II während der Überschneidungsphase (Bild 4.6.1). Mit Sicherheit treten in dieser Kammer beim laufenden Motor Kurzschlußströmungen mit inhomogener Gaszusammensetzung auf, die durch die genannte Modellvorstellung nicht erfaßt werden; Wilmers /5/ berücksichtigt für diese Kolbenstellungen zwei Kammern (Zweikammermodell) mit zwischengeschalteter Drosselstelle. Für die in Bild 4.6.1 gezeigte, sowie für benachbarte Kolbenstellungen dürfte diese Annahme realistischer sein als das Behälter- (Einkammer)-modell, jedoch bereits bei der Stellung des Kolbens nach Bild 4.6.2 dürfte die Betrachtung als Einkammermodell zu besseren Ergebnissen führen, da die untere Kammer ein sehr geringes Volumen einnimmt. Grund für die Annahme eines Zweikammermodells mag auch die bisherige Meßmethode des Überströmquerschnittes gewesen sein, weil nur die Gesamtströmungsverluste vom Einlaßkanal bis zum Auslaßkanal gemessen werden konnten /31/.

Entsprechend des in dieser Arbeit gewählten Berechnungsmodells konnte bei den eigenen Messungen, vgl. Kap. 6.5.3, der Ein- oder Auslaßkanal abgesperrt und somit der Massenstrom durch einen Kanal getrennt für sich betrachtet werden, so daß bei der Berechnung weiterhin das Einkammermodell mit zwei angeschlossenen Rohren beibehalten werden darf. Nur durch Vergleiche von Messung und Rechnung an mehreren Motoren sollte entschieden werden, ob die hier ange-

nommene Modellvorstellung aufgrund geringer Fehler beibehalten oder ggf. korrigiert werden muß.

Mit einer der Wellenlaufzeit durch die Kammer entsprechenden Verzögerung beeinflußt sich das Strömungsgeschehen im Ansaug- und Abgaskanal gegenseitig. Da jedoch die Länge der Kammer gegenüber den angeschlossenen Rohrstücken gering ist, wird dieser Fehler vernachlässigt, vgl. Kap. 3.3.

#### 4.2.2.2 Verzweigungsmodell

Bei den Kolbenstellungen nach Bild 4.6.2, 4.6.4, 4.7.2 und 4.7.3 treten am Ein- bzw. Auslaßkanal Verzweigungsströmungen zwischen vor- und nacheilender Kammer und dem jeweils angeschlossenen Kanal auf. Bei diesen Kolbenstellungen ist ein direktes Überströmen zwischen den Kammern möglich; im übrigen können alle in Bild 3.3 aufgeführten Strömungsfälle auftreten. Sowohl auf der Ansaugseite wie auf der Abgasseite ist damit eine Vermischung von Frischgas und Abgas möglich. Obwohl einige Teilmassenströme im Vergleich zu den Massenströmen bei voll geöffneten Steuerquerschnitten relativ gering sein werden, ist in jedem Fall eine Beeinflussung des Ladungswechsels und damit eine direkte Einwirkung auf die Leistung und die Abgaszusammensetzung gegeben. Da mit den bisher bekannten Meßmethoden eine Mengenmessung der Teilströme bei laufendem Motor zu aufwendig, wenn nicht gar unmöglich ist, kann der Entwicklungsingenieur für die Massenstromanalyse das hier vorgestellte Programmsystem anwenden.

Aus Kap. 3.2 ist als zulässige Übergangsbedingung im System "PROMO" die Rohrverzweigung bekannt. In der vorliegenden Programmversion ist jedoch der Anschluß von Strömungsebenen, Kap. 3.3, an jeden Teilstrang der Rohrverzweigung notwendig. Diese Forderung setzt die Kenntnis der Zustandswerte in den Punkten 1 (1')

und 2 (2'), vgl. Bild 3.6, des jeweils angeschlossenen Rohres voraus. Da aber bei den zu diskutierenden Kolbenstellungen zwei Behälter und nur eine Strömungsebene vorhanden sind, können die Zustandswerte für fiktiv im Behälter liegende Punkte zwar angegeben werden, jedoch versagt das Berechnungsverfahren, weil insbesondere bei relativ kleinem  $\Delta x_{\text{Rohr}}$  (vgl. Bild 4.8) die Geschwindigkeitsunterschiede zwischen Behälter ( $u = 0$ ) und Übergang zum angeschlossenen Rohr ( $u$  erreicht dort ggf. Schallgeschwindigkeit) zu groß sind. Es müßte, was in einer älteren Programmversion auch geschehen ist, ein eigenes Unterprogrammsystem für die Berechnung der Verzweigungsströmungen bereitgestellt werden. Daraus würde für das Programmsystem ein wesentlich höherer Speicherbedarf im Rechnerkern resultieren. Unter den gegebenen Voraussetzungen bietet sich jedoch folgende Lösung an, Bild 4.8:

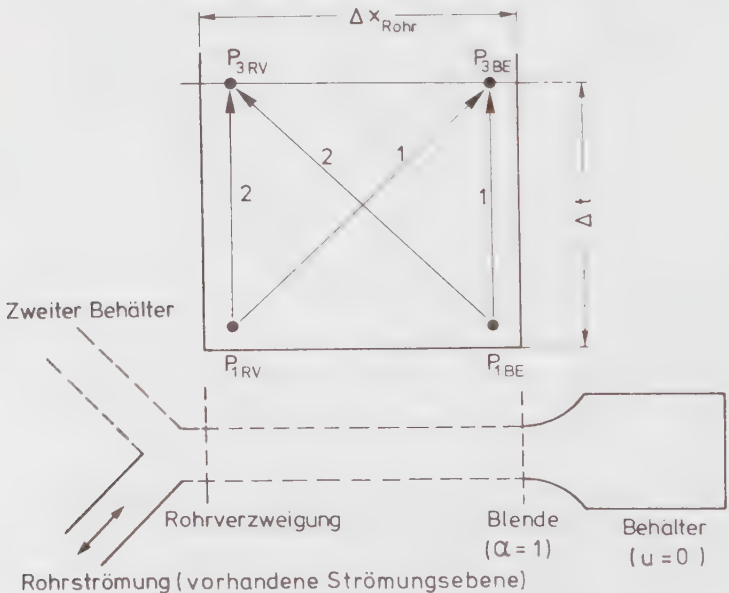


Bild 4.8 Verbindung von Rohrverzweigung und Behälter durch ein fiktives Rohr

Aus den am KKM nach außen vorhandenen Strömungsebenen ist der Stützstellenabstand  $\Delta x_{\text{Rohr}}$  bekannt, Bild 4.8. Um das Berechnungsverfahren nach Kap. 3.3 beizubehalten, wird eine Rohrverzweigung mit zwei fiktiv angeschlossenen Rohren der Länge  $\Delta x_{\text{Rohr}}$  eingefügt. An den Enden der fiktiven Rohre sind die Kammern (Behälter) angeschlossen. Auf diese Weise können aus den bekannten Zustandswerten der Punkte  $P_{1RV}$  und  $P_{1BE}$  in den Rechenschritten 1 und 2, vgl. Bild 4.8, mit dem üblichen Berechnungsverfahren die Zustandswerte in den Punkten  $P_{3RV}$  und  $P_{3BE}$  bestimmt werden. Das Aus- bzw. Einströmen in die Kammern (Behälter) wird als verlustlos angenommen, um in den engsten Querschnitten der Verzweigungsströmungen der Praxis entsprechende Gasgeschwindigkeiten zu erhalten, werden die Querschnitte der fiktiven Rohre mit den aus dem Versuch bekannten effektiven Querschnitten (vgl. Kap. 6.1.1) gleich gesetzt.

Der Nachteil dieses Verfahrens liegt darin, daß die gegenseitige Beeinflussung der Strömungen in der Rohrverzweigung und der Behälteröffnung erst in dem um die Zeit  $\Delta t$  verschobenen Zeitpunkt berücksichtigt wird, die Rechnung dem physikalischen Geschehen also nachläuft. Einerseits aber liegen die Fertigungstoleranzen von Steueröffnungen oberhalb des berechneten Zeitintervalls, andererseits kann durch rechnerinterne Vorverlegung der Steuerzeiten der Nachlaufeffekt ausgeglichen werden.

#### 4.2.3 Verknüpfung der Berechnungsmodelle

Jedem der in Kap. 4.2.1 aufgezeigten Berechnungsmodelle wird in Abhängigkeit von der Kolbenstellung und den Steuerzeiten eine Kennziffer zugewiesen; ausgehend von

der Kolbenstellung  $\varphi = 0^\circ$  EW (Rechnungsbeginn) werden die entsprechenden Programmteile in der angegebenen Reihenfolge angesteuert. Jeweils nach  $360^\circ$  Exzenterwellenumdrehung wiederholen sich die geometrischen Verhältnisse des KKM, Bild 4.9

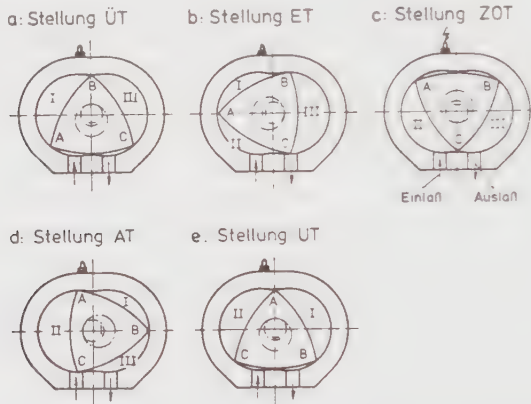


Bild 4.9 Wiederholung der geometrischen Verhältnisse nach Drehung der Exzenterwelle um  $360^\circ$

Entsprechend wiederholt sich der Rechnungsablauf, so daß es nicht notwendig erscheint, wie sonst im allgemeinen üblich, eine Kammer über  $1080^\circ$  EW zu verfolgen, bis sie alle Phasen eines Viertakt-Arbeitsspiels durchlaufen und wieder ihre Ausgangslage erreicht hat. Vielmehr wird nach zyklischer Vertauschung



Bild 4.10  
Zyklische Vertauschung

der Zustandswerte in den Kammern die gleiche Rechnung wiederholt. Da also während einer Drehung der Exzenterwelle um  $360^\circ$  insgesamt alle Phasen eines Viertakt-Arbeitsspiels berechnet wurden, kann man von einem Arbeitsspiel sprechen.

#### 4.3 Gaszustand in den Arbeitsräumen des KKM

Um nicht vor unüberwindlichen Schwierigkeiten zu stehen, werden zusätzlich zu den unter Kap. 3.1.1 aufgeführten Voraussetzungen die folgenden, für solche Probleme häufig benutzten Einschränkungen übernommen:

- Das Gas im Arbeitsraum besteht aus einem homogenen Gemisch.
- Äußere Einflüsse, wie z. B. das Schwerfeld der Erde, werden vernachlässigt.
- Mit Ausnahme durch Wärmeübergang an die Wandungen des Arbeitsraumes sowie durch Volumenänderungsarbeit findet keine Energieaustausch mit der Umgebung statt.
- Die Gaszusammensetzung der über die Grenzen des Kontrollraumes ein- und austretenden Massenströme ist homogen.

Unter "Arbeitsräume" sollen in dieser Darstellung die Arbeitskammern des KKM verstanden werden. Sie transportieren das Fluid vom Einlaßkanal bis zum Auslaßkanal oder werden während des Arbeitsprozesses von dem Fluid durchströmt, Bild 4.1. Anfang und Ende der Kanäle sind dabei so ausgelegt, daß in diesen Querschnitten Zustandswerte angegeben werden können, die im Sinne der Stromfadentheorie als repräsentativ für den ganzen Querschnitt gelten. Trotz der durch die Kolbenbewegung hervorgerufenen starken Einschnürungen der Arbeitsräume wird die Gaszusammensetzung in den Kammern als homogen angenommen.

#### 4.3.1 Berechnung der Zustandsgrößen des Gases in den Arbeitsräumen

Unter den genannten Voraussetzungen sind die in diesem Kapitel aufgeführten Gleichungen identisch mit denen für den Zylinderraum eines Hubkolbenmotors. Der Anwendungsbereich und die zur Herleitung notwendigen Ausgangsgleichungen sind aus der Literatur /5/, /17/, /35/, /36/, /71/ hinreichend bekannt, so daß eine kurze zusammenfassende Darstellung ausreicht. Demnach sind für jeden Arbeitsraum des KKM, dem HKM entsprechend, folgende Größen zu berechnen:

|              |                                                                           |
|--------------|---------------------------------------------------------------------------|
| $P_K$        | Druck in der Kammer                                                       |
| $T_K$        | Temperatur in der Kammer                                                  |
| $m_K$        | Masse in der Kammer                                                       |
| $r_K$        | Luftgehalt in der Kammer                                                  |
| $B$          | verbrannte Kraftstoffmenge in der Kammer                                  |
| $m_F$        | in der Kammer verbleibendes Frischgas                                     |
| $\Delta m_E$ | Massendurchsatz durch den Einlaßkanal<br>sowie einströmende Leckgasmengen |
| $\Delta m_A$ | Massendurchsatz durch den Auslaßkanal<br>sowie ausströmende Leckgasmengen |
| $H_B$        | Verbrennungsenthalpie                                                     |
| $Q_{WT}$     | über die Wände eines Arbeitsraumes<br>abgeleitete oder zugeführte Wärme:  |
| $Q_{WS}$     | T: Trochoide, S: Seitenwände,                                             |
| $Q_{WK}$     | K: Kolbenoberfläche                                                       |
| $W_K$        | vom Kolben pro Kammer verrichtete<br>Volumenänderungsarbeit               |

Das Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda$  ist definiert als das Verhältnis der im Zylinder eingeschlossenen Luftmenge zu der zur Verbrennung der eingeschlossenen Kraftstoffmenge erforderlichen Mindestluftmenge (DIN 1940):

$$\lambda = \frac{m - B}{B \cdot m_{St}} \quad (4.1)$$

Der Luftgehalt  $r$  ist die tatsächliche nach der Verbrennung vorhandene Luftmenge bezogen auf die Gesamtmasse:

$$r = \frac{(m - B) - B \cdot m_{St}}{m} \quad (4.2)$$

Aus den Definitionen von  $r$  und  $\lambda$  ist eine Abhängigkeit der beiden Größen voneinander herzuleiten:

$$\lambda = \frac{1 + r/m_{St}}{1 - r} \quad (4.3)$$

Somit ist das Verbrennungsluftverhältnis nicht gesondert in die Berechnung mit einzubeziehen.

Durch die dem KKM eigenen Formen der Ein- und Auslaßkanäle können deren Längen und damit die über diesen Bereich abgeleitete Wärme der Rohrströmung zugeteilt werden, so daß sich die Berücksichtigung dieses Wärmestromes für die Arbeitskammern erübrigt.

Die Berechnung der angegebenen Werte erfolgt über das bekannte System von gewöhnlichen Differentialgleichungen erster Ordnung; die aufgeführten Beziehungen gelten allgemein für die zeitliche Änderung der jeweiligen Größe innerhalb eines massedurchströmten Arbeitsraumes; liegt kein Massenaustausch mit der Umgebung vor oder findet keine Verbrennung statt, so werden die in diesen Fällen nicht aktuellen Terme gleich Null gesetzt:

Temperatur /17/, /71/:

$$\dot{T}_K = \frac{1}{c_{VK} \cdot \dot{m}_K} \cdot (\dot{H}_B + \dot{Q}_W + \dot{W}_K + (h_{0E} - e_K) \cdot \dot{m}_E - R \cdot T_K \cdot \dot{m}_A - e_K \cdot \dot{m}_K - m_K \frac{\partial e_K}{\partial r_K} \cdot \dot{r}_K) \quad (4.4)$$

Druck, vgl. (3.1):

$$\dot{p}_K = p_K \left( \frac{1}{T_K} \cdot \dot{T}_K + \frac{1}{\dot{m}_K} \cdot \dot{m}_K - \frac{1}{V_K} \cdot \dot{V}_K \right) \quad (4.5)$$

Masse:

$$\dot{m}_K = \dot{m}_E - \dot{m}_A \quad (4.6)$$

Luftgehalt, vgl. (4.2):

$$\dot{r}_K = -\frac{1}{\dot{m}_K} \cdot \left[ (m_{st} + 1) \cdot \dot{B} - (1 - r_K) \cdot \dot{m}_K \right] \quad (4.7)$$

Wärmezufuhr nach Vibe, vgl. Kap. 4.3.3:

$$\dot{H}_B = \frac{B_0}{t_0} \cdot H_u \cdot a \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (4.8)$$

Wärmeaustausch über Arbeitsraumwände, vgl. Kap. 4.3.2:

$$\dot{Q}_{Wi} = \alpha_{Wi} \cdot A_i (T_{Wi} - T_K) \quad (4.9)$$

Vom Kolben (pro Kammer) verrichtete Volumenänderungsarbeit /36/:

$$\dot{W}_K = -p_K d \dot{V}_K \quad (4.10)$$

Verbrannte Kraftstoffmenge, vgl. Kap. 4.3.3:

$$\dot{B} = \frac{1}{H_u} \cdot \dot{H}_B \quad (4.11)$$

Massendurchsatz durch den Einlaßkanal, vgl. (3.23):

$$\dot{m}_E = \alpha_E \cdot A_E \cdot \sqrt{2 \cdot p_{0E} \cdot p_{0E}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_K}{p_{0E}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_K}{p_{0E}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (4.12)$$

Massendurchsatz durch den Auslaßkanal,  
vgl. Gl. (3.23):

$$\dot{m}_A = \alpha_A \cdot A_A \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_K \cdot p_K} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_A}{p_K} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_A}{p_K} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (4.13)$$

Volumen, Volumenänderung /6/:

$$V = \frac{V_K}{2} \cdot (1 - \cos \frac{2}{3} \varphi_K) + V_{\min} \quad (4.14)$$

$$\dot{V} = \frac{V_K}{3} \cdot \sin \left( \frac{2}{3} \varphi_K \right) \cdot 2 \pi \cdot n, \quad (d\varphi = 2 \pi \cdot n \cdot dt) \quad (4.15)$$

mit, vgl. Bild 4.3:

$$\varphi_{KII} = 2 \pi \cdot n \cdot t \quad (4.16)$$

$$\varphi_{KI} = \varphi_{KII} + 2 \pi \quad (4.17)$$

$$\varphi_{KIII} = \varphi_{KII} + 4 \pi \quad (4.18)$$

Die Berechnung der thermodynamischen Konstanten<sup>1</sup> für Verbrennungsgase erfolgt nach Zacharias /60/. Weiterhin werden zur Kennzeichnung des Ladungswechsels folgende Definitionen nach DIN 1990 verwendet:

Liefergrad:

$$\lambda_L = \frac{m_{Fv}}{m_{thK}} \quad (4.19)$$

Luftaufwand:

$$\lambda_a = \frac{\Delta m_F}{m_{thK}} \quad (4.20)$$

Spülgrad:

$$\lambda_S = \frac{m_{Fv}}{m_K} \quad (4.21)$$

---

<sup>1</sup> im Gegensatz zur Rohrströmung sind die Stoffwerte  $c_p$  und  $c_v$  nicht mehr konstant.

Fanggrad (Ladegrad):

$$\lambda_z = \frac{m_{FV}}{\Delta m_E} \quad (4.22)$$

mit:

$m_{FV}$  : vorhandene Frischgasmenge

$m_{thK}$  : theoretisch mögliche Masse bei Umgebungszustand und größtem Kammer-  
volumen

$\Delta m_E$  : durch den Einlaßkanal geförderte  
Frischgasmenge

$m_K$  : gesamte in der Arbeitskammer vor-  
handene Masse

Die Gleichungen 4.4 - 4.22 sind in dieser oder ähnlicher Form aus der Literatur /5/, /17/ bekannt. In den folgenden Kapiteln werden nur noch die für den KKM spezifischen Größen eingehender diskutiert.

#### 4.3.2 Wärmeübergang

Im Gegensatz zum Hubkolbenmotor, bei dem die Arbeitsraumwand abwechselnd mit kalten und heißen Gasen in Berührung kommt, findet, auf das KKM-Gehäuse bezogen, an jeder Stelle stets der gleiche Teil des Arbeitsprozesses statt. Man bezeichnet hier den Teil des Gehäuses, der vorwiegend in der Saug- und Kompressionsphase die Arbeitsraumwand bildet, mit "kalter Bogen" und den Teil, der während des Expansions- und Ausschub-

taktes die Arbeitsraumwand bildet, mit "warmer Bogen", Bild 4.1, /58/. Stellt man eine mittlere Temperatur der Kolbenoberfläche in Rechnung, so wird sich etwa der in Bild 4.11 /59/ dargestellte Verlauf ergeben. Bei ebenfalls bekannter Temperatur der Seitenwände muß zur Berechnung des Gesamtwärmeübergangs während eines Zeitintervalls noch die aktuelle Größe der Flächen und die aktuelle Wärmeübergangsfunktion bestimmt werden.

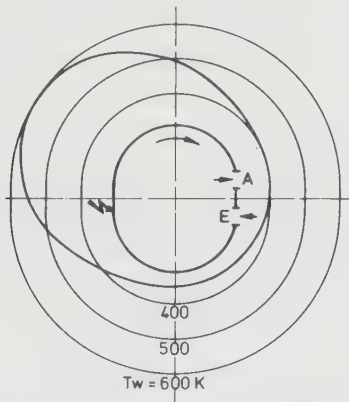


Bild 4.11 Prinzipieller Verlauf der Manteltemperatur am KKM

#### 4.3.2.1 Wärmeübergangszahl

Da keine KKM-spezifischen Messungen vorhanden sind, liegt es nahe, für den Wärmeübergang den gleichen Ansatz wie beim HKM zu wählen. Aus Untersuchungen von Woschni /46/ resultiert eine Beziehung für die Wärmeübergangszahl  $\alpha_w$  des HKM:

$$\alpha_w = K_1 \cdot d^{-0.214} \cdot (c_m \cdot p \cdot 10^{-5})^{0.786} \cdot T^{-0.525} \quad (4.24)$$

mit:

- $K_1$  : Konstante
- $p$  : Gasdruck im Zylinder
- $T$  : Gastemperatur im Zylinder
- $d$  : Zylinderdurchmesser
- $c_m$  : mittlere Kolbengeschwindigkeit

Als Ansatz für den zeitlichen Verlauf der Wärmeübergangszahl wählt Wilmers /5/ den Ansatz nach Gleichung (4.24). Für den KKM werden die ersten, Motorgröße und Motorbewegung charakterisierenden Größen zu einem Wert  $K_{a_w}$  zusammengefaßt, der motorspezifisch ist und von der Drehzahl abhängen muß<sup>1</sup>:

$$\alpha_w = K_{a_w} \cdot (p \cdot 10^{-5})^{0,786} T^{-0,525} \quad (4.25)$$

Für die bei einem Arbeitsspiel ausgetauschte Wärmemenge gilt:

$$Q_{W_{ges}} = \int_{t=0}^{t=\frac{3}{n}} \alpha_{w_i} A_i (T - T_{w_i}) \cdot dt \quad (4.26)$$

Die Auswertung der Gl. (4.26) wird vereinfacht, da das Ergebnis nur orientierenden Charakter hat. Die variable Fläche wird durch einen Mittelwert ersetzt, die Wandtemperaturen aus bekannten Messungen an einem KKM 613 umgerechnet /5/. Mit Einführung der stündlich abgeführten Wärmemenge erhält Wilmers /5/ eine Auswertgleichung für  $K_{a_w}$ , in der für eine Schrittweite von  $10^0$  EW jeweils gemessene Werte von Gasdruck und Gastemperatur der Arbeitskammern eingesetzt werden:

$$K_{a_w} = 36 \cdot Q_h' / (A \cdot \Sigma (((p \cdot 10^{-5})^{0,786} / T^{0,525}) (T - T_w))) \quad (4.27)$$

---

<sup>1</sup> Die Werte für Druck  $p$  und Drehzahl  $n$  wurden auf  $N/m^2$  bzw.  $s^{-1}$  umgerechnet.

Um den Ansatz (4.24) beizubehalten, wird die Reihe der  $K_{a_w}$ -Werte einer Funktion  $K_{a_w} \sim C_m^{0,786} \sim n^{0,786}$  zugeordnet:

$$K_{a_w} = 590 \cdot \left( \frac{60 \cdot n}{1000} \right)^{0,786} \quad (4.28)$$

Die den Hubkolbenansätzen analoge Betrachtung kann von der Volumenbildung ausgehen und daraus die mittlere Kolbengeschwindigkeit und den vergleichbaren Kolbendurchmesser gewinnen:

Die projizierte Kolbenfläche (vgl. Bild 4.12) des KKM ist /10/:

$$A_{KO} = \sqrt{3} \cdot B \cdot R' , \quad (4.29)$$

wobei  $R = R' + A$  bedeutet, mit  $A$  = Äquidistante, das ist der Abstand von der mathematisch exakten Trochoide zur tatsächlich ausgeführten Trochoide /7/.

Der gleichwertige Durchmesser für diese Fläche ist /5/:

$$d_{KKM} = 2 \cdot \sqrt{3} \cdot \frac{B \cdot R'}{B + R'} . \quad (4.30)$$

Aus dem Hubvolumen /5/, /11/:

$$V_{HUB} = e \cdot R' \cdot B \cdot 3 \cdot \sqrt{3} \quad (4.31)$$

ergibt sich mit (4.29) der Kolbenweg, der während eines "Hubes" zurückgelegt wird ( $s = V_{HUB} / A_{KO}$ ):

$$s_{KKM} = 3 \cdot e , \quad (4.32)$$

Dieser Kolbenweg wird während  $270^\circ$  EW (vgl. Bild 4.6.1 bis 4.6.4) zurückgelegt. Mit

$$C_m = \frac{s_{KKM}}{t} \quad (4.33)$$

und

$$t = \frac{\varphi^\circ}{360^\circ \cdot n} \quad (4.34)$$

errechnet sich die mittlere Kolbengeschwindigkeit zu:

$$c_{mKKM} = 0,0375 \cdot e \cdot 60 \cdot n \quad (4.35)$$

In der Annahme, daß die Wärmeübergangszahlen für KKM und HKM übereinstimmen, erhält man unter Berücksichtigung von (4.27) durch Gleichsetzen von (4.24) und (4.25) für die Konstante  $K_1$  :

$$K_1 = 590 \left( \frac{60 \cdot n}{1000 \cdot c_m} \right)^{0,786} \cdot (d_{KKM})^{0,214} \quad (4.36)$$

Somit sind alle Werte von Gleichung (4.24) bekannt, so daß die aktuelle Wärmeübergangszahl für den KKM berechnet werden kann.

#### 4.3.2.2 Formeln zur Bestimmung der Flächen

Die Arbeitsräume des KKM werden begrenzt durch (jeweils anteilig):

- a) die Kolbenoberfläche
- b) die Seitenflächen und
- c) die Mantellaufbahnoberfläche

Die Geometrie der Flächen wurde ausführlich untersucht (/6/, /11/, /58/). Hier sollen nur die Formeln zusammengestellt werden, die zur Berechnung im Rahmen dieser Arbeit notwendig sind.

##### 4.3.2.2.1 Kolbenoberfläche

Eine vereinfachende Berechnung des Kolbenbogens wird durch eine Annäherung der inneren Hüllkurven-

bahn mittels eines Kreisbogens erreicht. Der Radius des Kreisbogens beträgt  $\sqrt{7}$ :

$$R_0 = R' - e + \left[ \frac{R' \cdot e \cdot (1 + \cos \frac{\pi}{3})}{R' \cdot (1 - \cos \frac{\pi}{3}) - 2 \cdot e} \right]$$

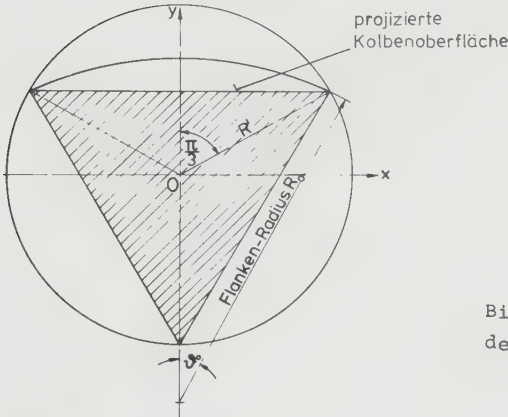


Bild 4.12 Zur Berechnung der Kolbenoberfläche

Nach Bild 4.12 ist

$$\vartheta = \arcsin \frac{R' \cdot \sin 60^\circ}{R_0} \quad (4.37)$$

worin  $R_0$  der Radius des entsprechenden Kreisbogens ist, und  $\vartheta$  die Hälfte des gegenüberliegenden Winkels. Die Länge des Bogens erhält man aus

$$b_1 = \frac{R_0 \cdot (2 \cdot \vartheta) \cdot \pi}{180} \quad (4.38)$$

Mit der Breite des Kolbens wird die Kolbenoberfläche

$$A_{K0} = b_1 \cdot B_{K0} = \frac{R_0 \cdot (2 \cdot \vartheta) \cdot \pi}{180} B_{K0} \quad (4.39)$$

Die Abweichung dieser Näherung durch einen Kreisbogen beträgt maximal 0,5 % und kann im Rahmen der Oberflächenberechnung vernachlässigt werden.

#### 4.3.2.2.2 Seitliche Flächen

Die Herleitung der Formel für die Seitenteile ist von Dietrich /58/ allgemein durchgeführt worden. Er berechnet eine Seitenfläche einer Arbeitskammer zu:

$$A_S = e^2 \cdot \pi \cdot \left(1 - \frac{2}{j}\right) + \frac{6}{j} \cdot \sqrt{K^2 - j^2} + 2 \cdot \left(\frac{K^2}{j^2} + 2\right) \cdot \arcsin \frac{j}{K} - \quad (4.40)$$

$$- K \cdot \frac{2j}{j-1} \sin \frac{\pi}{j} \cdot \cos 3 \cdot (j-1) \varphi$$

In dieser Formel bedeutet:

$j$  = Anzahl der Kolbenecken

$K = R'/e$ , Kennzahl der Trochoide

Für den KKM System Wankel ist  $j = 3$ , und es folgt für die Summe beider Seitenflächen eines Arbeitsraumes /58/:

$$A_s = 2 \cdot e^2 \left[ \frac{\pi}{3} + 2 \cdot \sqrt{K^2 - 9} + 2 \cdot \left(\frac{K^2}{9} + 2\right) \arcsin \frac{3}{K} - \right. \quad (4.41)$$

$$\left. - \frac{3}{2} \sqrt{3} \cdot K \cdot \cos(6 \cdot \varphi) \right]$$

#### 4.3.2.2.3 Mantellaufbahnoberfläche

Bei jeder Kolbenstellung ist einer Kolbenflanke ein bestimmter Laufbahnbogen zugeordnet. Die Laufbahnlänge errechnet sich aus /5/, /58/:

$$b_L = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sqrt{(9 \cdot e^2 + R^2 + 6 \cdot e \cdot R - 12 \cdot e \cdot R \cdot \sin^2 \varphi)} d\varphi \quad (4.42)$$

oder mit  $k^2 = \frac{12 \cdot e \cdot R}{(3 \cdot e + R)^2}$

$$b_L = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (3 \cdot e + R) \cdot \sqrt{(1 - k^2 \cdot \sin^2 \varphi)} d\varphi \quad (4.43)$$

Das Ergebnis ist ein elliptisches Integral 2. Ordnung und kann bei bekanntem  $e$  und  $R$  mit Hilfe von Tabellen ausgewertet werden.

Um dieses Integral nicht bei jeder Kolben- und Exzenterwellenstellung neu berechnen zu müssen, wurde von Wilmers /5/ die Funktion der Laufbahnlänge abhängig von der Kolbenstellung für mehrere  $K$ -Faktoren (s.u.) durch Integration ermittelt und in ein Fourier-Reihe mit 54 Gliedern zerlegt. Die in Gleichung (4.44) in der Reihenentwicklung fehlenden  $\cos$ - und  $\sin$ -Glieder konnten weggelassen werden, da ihr Beitrag unter  $1/100\ 000$  liegt /5/.

$$b_L = e \left[ L_0 + L_1 \cdot \cos\left(\frac{2}{3} \cdot \varphi\right) + L_2 \cdot \cos\left(\frac{4}{3} \cdot \varphi\right) + L_4 \cdot \cos\left(\frac{8}{3} \cdot \varphi\right) + L_5 \cdot \cos\left(\frac{10}{3} \cdot \varphi\right) \right] \quad (4.44)$$

$$\begin{aligned} L_0 &= 1,97694 & + & 1,85710 \cdot K & + & 0,008430 \cdot K^2 \\ L_1 &= -2,59484 & - & 0,09660 / K & + & 3,50984 / K^2 \\ L_2 &= -0,01227 & + & 1,20120 / K & - & 1,31761 / K^2 \\ L_4 &= -0,001368 & + & 0,042347 / K & - & 0,41312 / K^2 \\ L_5 &= 0,0017254 & - & 0,040323 / K & + & 0,24223 / K^2 \end{aligned} \quad (4.45)$$

In Bild 4.13 sind die Abweichungen der Laufbahnlängen nach (4.44) und (4.45) von der genannten Lösung nach (4.43) für  $K = 7,28$  aufgetragen. Sie betragen maximal  $+ 0,5 \%$ , im Mittel  $+ 0,27 \%$  /5/.

Die Mantelfläche errechnet sich zu

$$A_M = b_L \cdot B_M \quad (4.46)$$

Die Fehler der Näherungsformeln sind in Bild 4.13, der Verlauf der am Wärmeübergang teilnehmenden Flächen in Bild 4.14 am Beispiel des KKM 502 (AUDINSU) dargestellt.

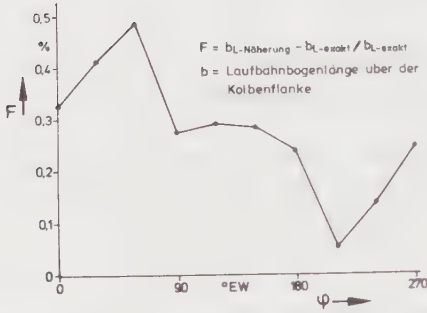


Bild 4.13  
Fehler der  
Näherungsformeln

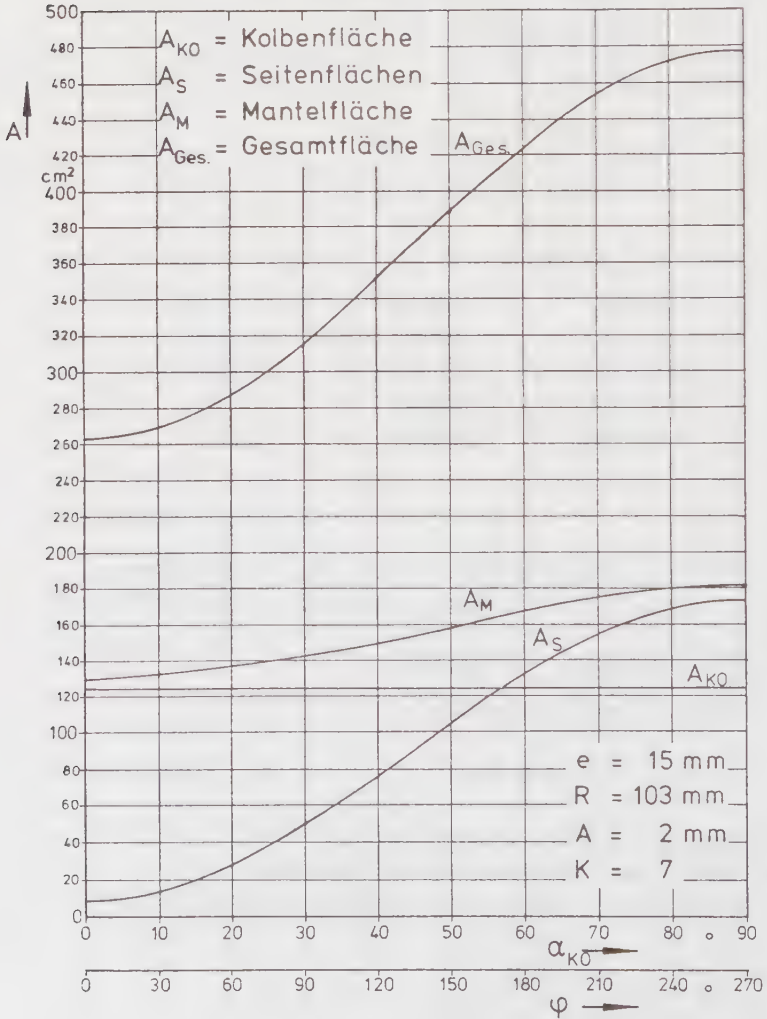


Bild 4.14 Kühlflächenverlauf beim KKM 502

#### 4.3.2.3 Berechnung des Wärmeübergangs

Mit den in den letzten Abschnitten aufgeführten Grundlagen läßt sich der Wärmeübergang über die Arbeitsraumwände des KKM bestimmen.

Da allen Formeln der Exzenterwellenwinkel  $\varphi$  zugrunde liegt, wird die Wärme getrennt für Kolben, Seitenteile und Mantelfläche je nach Rechenschrittweite (RSW) für das aktuelle Zeitintervall bestimmt.

$$\dot{Q} = \sum_{i=1}^3 \alpha_{iW} F_i (T_{Wi} - T_K) \quad (4.47)$$

#### 4.3.3 Brennverlauf

Die besondere Form des Brennraumes des KKM sowie der durch die rotierenden Kolben resultierende Massentransport war bereits Thema zahlreicher Arbeiten (/5/, /62/ - /66/). Diesen Arbeiten läßt sich entnehmen, daß aufgrund der Vielzahl der Einflußfaktoren in naher Zukunft keine allgemeingültige Berechnungsmethode für den Verbrennungsablauf entwickelt werden kann.

Zur Verdeutlichung seien nur einige dieser Faktoren genannt:

Kolbenform, Muldenform, Quetschströmung, Luftverhältnis, ggf. Einspritzverfahren, Zündzeitpunkt, Kraftstoff, Motor-  
umkehrzahl, Oberflächengestaltung, etc. Um dennoch für Ladungswechselrechnungen brauchbare Ergebnisse zu erzielen, wurde von Vibe<sup>1</sup> /43/, /45/ eine Funktion angegeben, die sich durch Wahl geeigneter Parameter allen experimentell gefundenen Verbrennungsverläufen weitgehend anpassen läßt /63/:

$$\frac{dx}{dy} = a \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (4.48)$$

---

<sup>1</sup> andere Schreibform: Wiebe

Darin ist

$$x = \frac{B}{B_0} \quad y = \frac{t}{t_0} \quad (4.49)$$

$B_0$  : die je Arbeitsspiel zugeführte Brennstoffmenge

$B$  : die bis zum Zeitpunkt  $t$  bereits verbrannte Brennstoffmenge

$t_0$  : die gesamte Brenndauer des Brennstoffes während des einzelnen Arbeitsspieles

$t$  : die Zeit vom Verbrennungsbeginn an

Der Parameter  $a$  drückt den Umsetzungsgrad der Verbrennung aus /43/:

|          |     |       |      |
|----------|-----|-------|------|
| $a$      | 5   | 6,9   | 10   |
| $\eta_u$ | 99% | 99,9% | 100% |

$m$  ist der Formparameter der Funktion. Mit steigendem  $m$  verschiebt sich der Schwerpunkt der Wärmefreisetzung in Richtung Verbrennungsende, Bild 4.15

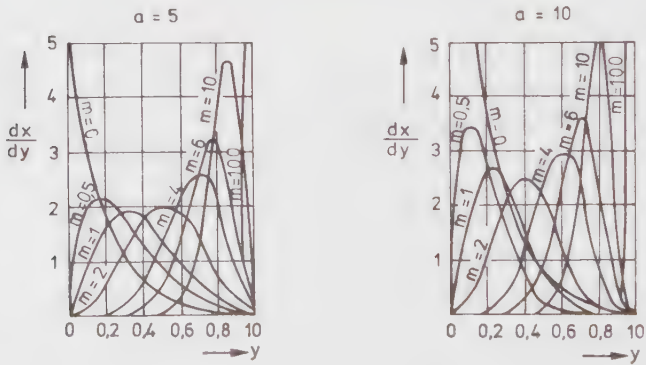


Bild 4.15 Vibe-Brennverläufe

Mit

$$H_B = B \cdot H_U, \quad \dot{H}_B = \dot{B} \cdot H_U$$

ergibt sich aus (4.48/ und (4.49) die bereits unter (4.8) notierte Gleichung:

$$\dot{H}_B = \frac{B_0}{t_0} \cdot H_U \cdot \alpha \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-\alpha \cdot y^{(m+1)}} \quad (4.50)$$

Für die Ladungswechselrechnung dieser Arbeit wurde ein Verlauf des Formparameters  $m$  aus Messungen am KKM 502 /5/ angenommen, (Bild 4.16), da spezifische Untersuchungen nicht vorlagen bzw. nicht selbst durchgeführt werden konnten.

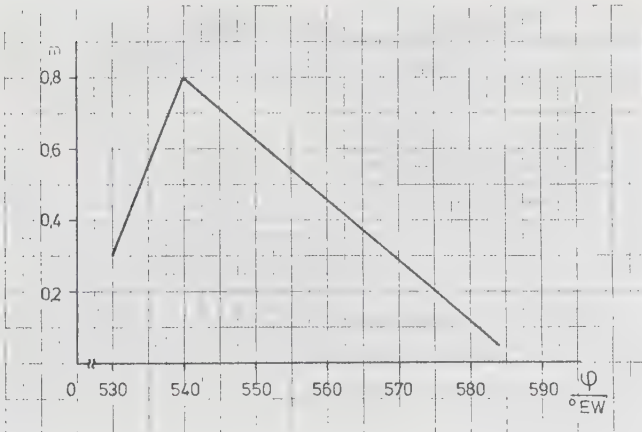


Bild 4.16 Exponent  $m$  zur Vibe-Durchbrennfunktion /5/

#### 4.3.4 Leckgasströme

Beim KKM grenzt jede Kammer an zwei benachbarte Kammern. Für jeden Arbeitsraum existieren demnach zwei voneinander unabhängige Leckgasströme, für das gesamte System (Bild 4.17) also sechs, von denen allerdings höchstens drei gleichzeitig auftreten können.

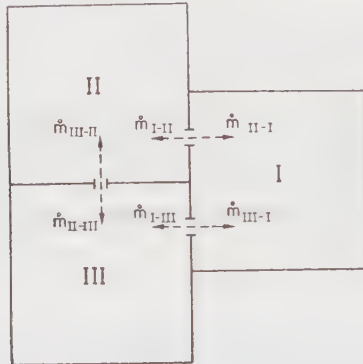


Bild 4.17 Leckgasströme über die radialen Dichtleisten

##### 4.3.4.1 Einfluß der Leckgase auf die Gaszusammensetzung in den Arbeitsräumen

Die Massenströme werden analog Gleichung 4.12 berechnet, vgl. Kap. 3.2.1. Das Druckniveau der Kammern legt die möglichen Strömungsrichtungen fest. Die Änderung der Masse in einer Kammer ist:

$$\dot{m} = \sum \dot{m}_i \quad (4.51)$$

Durch die verschiedenen spezifischen Wärmekapazitäten  $c_p$ , Temperaturen  $T$  und Luftgehalte  $r$  der Massenströme werden die entsprechenden Werte in den Arbeitskammern

verändert. Unter Voraussetzung einer homogenen Mischung idealer Gase gilt nach /36/ für eine Zustandsgröße  $\Theta$ , die aus  $i$  Gaskomponenten und  $m_i$  Teilmengen besteht:

$$\Theta_{\text{misch}} = \frac{\sum_i \Theta_i \cdot m_i}{\sum_i m_i} \quad (4.52)$$

Daraus läßt sich mit den bekannten Massenströmen eine neue spezifische Wärmekapazität für jede Kammer herleiten:

$$c_{pmi} = \frac{1}{m_K + \sum_i m_i} (m_K \cdot c_{pK} + \sum_i c_{pi} \cdot m_i) \quad (4.53)$$

In jeder Kammer stellt sich eine mittlere Temperatur des Arbeitsgases ein:

$$T_{Km} = \frac{1}{(m_K + \sum_i m_i) c_{pmi}} (m_K \cdot T_K \cdot c_{pK} + \sum_i m_i \cdot T_i \cdot c_{pi}) \quad (4.54)$$

Subtrahiert man von der neu gewonnenen Temperatur  $T_{Km}$  die aus dem vorhergehenden Rechenschritt bekannte Gas-temperatur  $T_K$ , so erhält man die Korrekturdifferenz für die Temperatur:

$$\Delta T_K = T_{Km} - T_K \quad (4.55)$$

Entsprechend Gleichung (4.52) erhält man für jede Kammer den neuen Luftgehalt

$$r_{Km} = \frac{1}{m_K + \sum_i m_i} (m_K \cdot r_K + \sum_i r_i \cdot m_i) \quad (4.56)$$

und mit

$$\Delta r = r_{Km} - r_K \quad (4.57)$$

die Korrekturdifferenz  $\Delta r$  für den Luftgehalt.

#### 4.3.4.2 Leckgasquerschnitte

Die Dichtelemente Dichtleiste, Eckbolzen und Dichtstreifen des KKM sind verschiebbar in Kolbennuten angeordnet (Bild 4.18) und werden durch Flieh-, Feder- und Gaskräfte gegen ihre Laufbahn gepreßt (Bild 4.19).

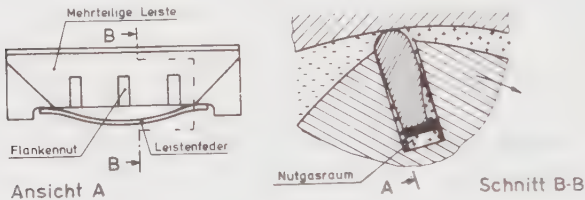
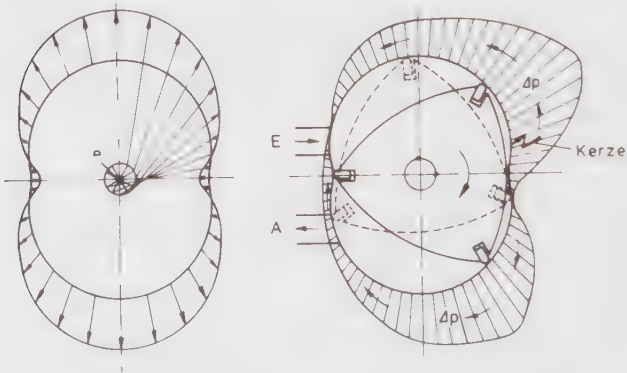


Bild 4.18 Gasdichtung an einer Kolbenecke



4.19.1 Massenkräfte      4.19.2 Gaskräfte  
Bild 4.19 Kräfte an der radialen Dichtleiste

Je nach Belastung, Drehzahl des Motors und Stellung des Kolbens sind die Kräfte unterschiedlich groß. Hinzu kommen fertigungstechnische Toleranzen, so daß trotz **eingehender** Untersuchungen /5/, /9/, /17/, /74/ aus

der Literatur keine genauen Angaben über die Größe der Leckgasquerschnitte bekannt sind. Von Kühner /73/ und Hejj /74/ sind Meßverfahren zur Bestimmung der Leckgasverluste des KKM entwickelt worden.

Die Leckgasverluste, Bild 4.20, wurden jedoch an einer geschleppten Versuchsanordnung ermittelt, so daß eine Anwendung für eine Ladungswechselrechnung fragwürdig ist.

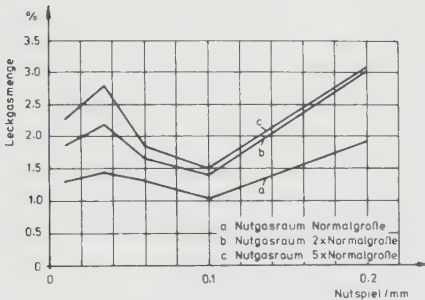


Bild 4.20  
Leckgasmessung  
nach Hejj /74/

Die hier nur kurz angedeuteten Dichtungsprobleme beim KKM sollen dem Anwender des Ladungswechselprogramms eine Fehlerquelle offenbaren, die z. Zt. nicht zu beseitigen ist. Die bei Abschluß dieser Arbeit bestehende Programmversion enthält deshalb die Vorgabe eines konstanten Leckgasquerschnittes, welche durch Eingabe eines Datensatzes leicht abgeändert werden kann; dadurch wird eine durchaus zulässige Anpassung von Rechnung und Messung ermöglicht.

#### 4.3.5 Massenbilanz an den Steueröffnungen

Während des Ladungswechsels wird insbesondere am Einlaßkanal aus der nachteilenden, expandierenden Kammer Abgas in den Einlaßkanal gelangen. Beim anschließenden Ansaugvorgang wird der so entstandene "Pfropfen" wieder angesaugt. Gleichfalls kann eine Kurzschlußströmung, Bild 4.21, zwischen vor- und nachteilender Kammer entstehen.

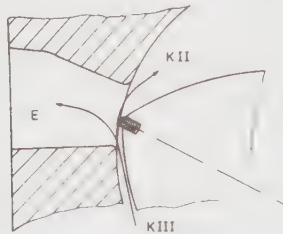


Bild 4.21 Kurzschlußströmung und Pfropfenbildung am Einlaßkanal

Die charakteristische Zustandsgröße für ein- bzw. aus-tretende Massenströme ist die Enthalpie  $h$ . In der Rohrströmung erfolgt z. Zt. keine Verfolgung der Gasschichtung, aus der sich die Bildung eines Pfropfens mit anschließendem Ansaugen des entstandenen Gasgemisches automatisch ergeben würde. Aus diesem Grunde wurden im Ansaugkanal und Abgaskanal rechnerintern kleine "Behälter", Pfropfen  $P_f$ , eingesetzt, indem bei Ausströmen aus den Kammern die Gasmengen aufsummiert werden und eine Mischenthalpie der Gase gebildet wird /81/.

$$h_{pf\text{misch}} = \frac{h_{pf} \cdot m_{pf} + \sum h_{Ai} \cdot m_{Ai}}{m_{pf} + \sum m_{Ai}} \quad (4.58)$$

In der Ansaugphase wird der einströmenden Masse so lange die Mischenthalpie  $h_{pf\text{misch}}$  zugewiesen, bis der vorher

entstandene Pfropfen wieder vollkommen eingeströmt ist. Die Bildung der Mischenthalpie erfolgt unter Berücksichtigung der Strömungsfälle bei Verzweigungsströmungen; bei Kurzschlußströmung ist die Enthalpie des angesaugten Gases gleich der Enthalpie des Gases aus der kurzgeschlossenen Kammer.

#### 4.4 Teilprobleme am KKM

##### 4.4.1 Produkt $\alpha \cdot A$

Wegen des Arbeitsprinzips des KKM und der daraus resultierenden Bauweise sind die durchströmten Flächen  $A_i$  in den Gleichungen (3.23) - (3.27) nicht exakt angebbar, vgl. Kap. 6.4.

Aus diesem Grunde bildet man das Produkt  $\alpha \cdot A$  und erhält als Ergebnis den "effektiven Strömungsquerschnitt"; er gibt die Größe der Fläche an, die ein Massenstrom bei verlustlosem Passieren der Drosselstelle benötigen würde.

##### 4.4.2 Strahleffekt im Auslaßkanal

Die aufgezeigten Definitionen (3.23) - (3.27) der  $\alpha$ -Zahl gehen davon aus, daß die Strömung durch eine Drosselstelle prinzipiell mit Strömungsverlusten verbunden ist. Beachtet man die Wirkungsweise eines Strahlapparates (/49/ - /53/, /77/), so ist jedoch festzustellen, daß einem Teilmassenstrom, dem Sekundärstrom, Energie zugeführt wird. Ein ähnlicher Strömungsfall kann beim Auslaßvorgang des KKM auftreten (Bild 4.22). Der aus der Kammer KIII austretende Massenstrom (Treibstrom)

reißt den aus der voreilenden Kammer KII austretenden Sekundärstrom mit sich fort und bringt ihn auf einen höheren Austrittsdruck oder erteilt ihm einen Austrittsimpuls.

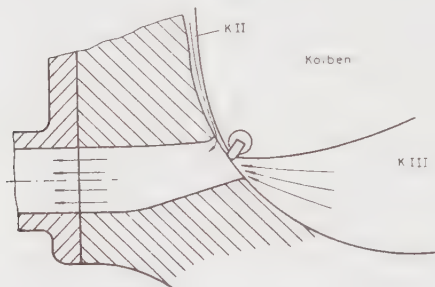


Bild 4.22 Strahleffekt im Auslaßkanal

Für den Sekundärstrom kann nach bisheriger Definition keine Durchflußzahl angegeben werden, da infolge des höheren Austrittsdruckes in diesem Zweig das Druckverhältnis größer als eins und damit der unter der Wurzel der Gleichungen (3.26), (3.27) stehende Ausdruck negativ wird. Ein derartiger Strahleffekt, der auch bei Rohrverzweigungen auftreten kann, führte bereits zu einer neuen Definition der  $\alpha$ -Zahlen /53/.

Mit dem zur Zeit angewandten Rechenverfahren /25/ wird der kleinere Teilmassenstrom aus dem Gesamtstrom und dem größeren Teilstrom ermittelt; dabei wird dem Gesamtstrom eine aus der Kontinuitätsbedingung ( $m_{\text{ges}} = m_1 + m_2$ ) hergeleitete fiktive  $\alpha$ -Zahl /25/ zugewiesen, in der nur noch die  $\alpha$ -Zahl des größeren Massenstromes von Bedeutung ist. Damit ist implizit ein Strömungsverlust ( $\alpha < 1$ ) oder ein Gewinn von Strömungsenergie ( $\alpha > 1$ ) des kleineren Teilmassenstromes berücksichtigt, d.h., das vorliegende Strömungsgeschehen wird korrekt erfaßt, vgl. Kap. 7.6.

#### 4.4.3 Berechnung des Wärmeübergangs mit segmentierter Mantellaufbahnoberfläche

Bei "normaler" Rechnung werden in jeder Kolbenstellung einheitliche Zustandswerte, d.h. in der Arbeitskammer gleiche Gastemperatur und gleicher Druck, über die Wandflächen konstante mittlere Wandtemperaturen vorausgesetzt.

Die Temperatur an der Kolbenoberfläche ist an allen Stellen nahezu gleich, so daß die Annahme einer mittleren Temperatur sofort einsichtig ist. Vernachlässigt man zunächst die Seitenteile, so ist jedoch die Temperatur des Mantels an jeder Stelle des Umfanges eine andere, Bild 4.23, und es erhebt sich die Frage, ob der Wärmeübergang bei Annahme einer mittleren Wandtemperatur genügend genau erfaßt wird.

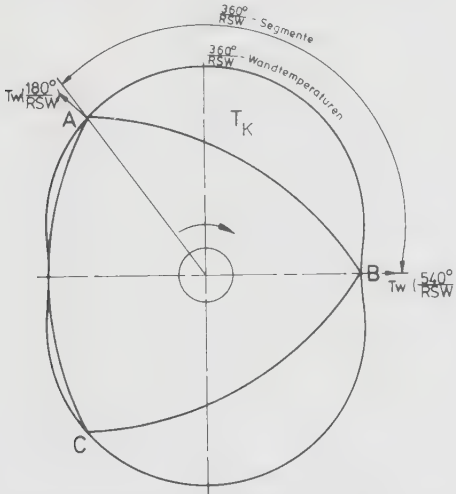


Bild 4.23 Einteilung der Mantellaufbahn  
in Segmente

Am Beispiel des KKM 502 wurde bei vorgegebenen Druck- und Temperaturverläufen in den Arbeitskammern und einem aus /58/ entnommenen Temperaturverlauf des Mantels für jede **Kolbenstellung** die Fläche des Mantels in Segmente aufgeteilt, Bild 4.23; der jedem Segment zugehörige Wärmestrom wurde berechnet und zu einem Gesamtwärmestrom addiert /76/.

Zum Vergleich erfolgte die gleiche Rechnung mit der Annahme einer über der zugehörigen Kolbenfläche liegenden mittleren Manteltemperatur. Das Ergebnis der **rechnerischen** Analyse ist in Bild AH 4.1 dargestellt.

Die Angabe des Wärmeübergangs bei  $n = 4500 \text{ min}^{-1}$  (ohne Segmentierung, AH 4.1) dient zum anschaulichen Vergleich des Wärmeübergangs bei höherer Drehzahl<sup>1</sup>; die Differenzen zur Berechnung mit segmentierter Mantelfläche entsprachen /76/ dem gezeigten Beispiel bei  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$  und sind in AH 4.1 nicht gesondert aufgeführt.

Der gesamte Wärmeübergang über die Mantelfläche des KKM während eines Arbeitsspielles, bei dem eine Kammer über  $1080^\circ \text{ EW}$  verfolgt wurde, betrug /76/:

bei  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$  mit Segmentierung :  $Q = 456 \text{ J}$   
ohne Segmentierung:  $Q = 440 \text{ J}$

bei  $n = 4500 \text{ min}^{-1}$  mit Segmentierung :  $Q = 418 \text{ J}$   
ohne Segmentierung:  $Q = 404 \text{ J}$

Es zeigt sich, daß der Fehler mit ca. 4 % im Vergleich zu der aus evtl. unzulässigen Analogiebetrachtungen vom KKM und HKM hergeleiteten Wärmeübergangszahl, vgl. Kap.4.3.2.1, gering ist.

Da die Seitenflächen während eines großen Teils des Arbeitsspielles kleiner als die Mantelflächen sind (vgl. Bild 4.14), wäre bei einem Vergleich der Berechnungsmethoden das Ergebnis ähnlich ausgefallen. Bei genauer Kenntnis des Wärme-

---

<sup>1</sup> in diesem Kapitel in  $\text{min}^{-1}$  angegeben.

Übergangs an den einzelnen Stellen des KKM mag das aufwendige Berechnungsverfahren für spezielle Untersuchungen gerechtfertigt sein; für die in dieser Arbeit zu diskutierende Ladungswechselrechnung braucht es jedoch nicht herangezogen zu werden, sondern es genügt, in Gleichung (4.47) eine gemittelte Laufbahntemperatur zu berücksichtigen.

## 5. Programmsystem KKM

Der Aufbau des grundlegenden Programmsystems "PROMO" ist der Literatur /20/ - /26/ zu entnehmen. Unter Beibehaltung der Struktur wurde das auf Hubkolbenmotoren zugeschnittene System modifiziert. Neben den Ergänzungen in den Versorgungsteilen, Änderungen der Eingabedaten und Berechnung KKM-spezifischer Konstanten besteht die Modifikation im Wesentlichen aus drei Unterprogrammen. Aus den Ablaufdiagrammen AH 5.1 bis 5.3 ist der Rechnungsablauf im Klartext ersichtlich. Allgemeine Grundlagen sowie KKM-spezifische Gleichungen und Berechnungsmodelle sind in den Kap. 3 und 4 beschrieben. Zur Berechnung von Mehrscheiben-KKM werden die gleichen Unterprogramme verwendet. Die Versorgung der jeweils zu rechnenden Scheibe sowie die Verbindung über das Rohrsystem ist durch die Struktur des Programms "PROMO" sichergestellt. Die Dimensionierung der Datenfelder ist z. Zt. so ausgelegt, daß Zweischeiben-KKM berechnet werden können. Weitergehende spezielle Informationen sind den ausführlichen Berichten /20/ - /26/ sowie aus unter Anleitung des Verfassers entstandenen Studien- und Diplomarbeiten /75/ - /81/ zu entnehmen.

### 5.1 Unterprogramm MGRENZ

Dieses Unterprogramm übernimmt die Steuerfunktion der unter Kap. 4.2.1 aufgeführten mathematischen Modelle, s. AH 5.1. Die aufgrund des Stabilitätskriteriums (Gl. 3.22) aus der Rohrströmung vorgegebene Schrittweite  $\Delta t$  wird

bei Erreichen einer Modellgrenze entsprechend verkleinert. Da das Unterprogrammsystem KKM (bzw. Wankel) vor allen anderen Rand- und Übergangsbedingungen aufgerufen wird, ist auch durch die Angabe des neuen Zeitintervalls sichergestellt, daß sich das gesamte Programmsystem während der Berechnung auf gleichem Zeitniveau befindet.

### 5.2 Unterprogramm WADGS

Neben der Bereitstellung der für die Berechnung des Lösungsvektors  $(u, a, p)$  notwendigen Daten (iterativ über IQ) erfolgt hier die zusätzliche Steuerung und Belegung der Datenfelder für die unter Kap. 4.2.2.2 beschriebenen Verzweigungsströmungen, s. AH 5.2. Es ist insbesondere darauf zu achten, daß das bestehende Unterprogramm "Rohrverzweigung" intern von diesem UP und nicht, wie üblich, aus dem zentralen Programm "PROMO" versorgt wird.

Als einzige Gleichung ist oben in AH 5.2 der für das Dgl.-System nach Kap. 3.3 gewählte Prediktorschritt angegeben. Dieser Schritt wird nur für den Gasdruck und die Gastemperatur in den Arbeitskammern durchgeführt, da die anderen Zustandsgrößen, vgl. WAFP, über die Zustandsgleichung (3.1) und das Dgl.-System ( Kap. 4.3.1) von diesen Größen abhängen.

### 5.3 Unterprogramm WAFP

Aus diesem UP ist die Kopplung ("CALL REFP" /25/) aller Lösungsvektoren  $(u, a, p)$  mit dem Dgl.-System (Kap. 4.3.1) ersichtlich. Der Übersichtlichkeit wegen wurde darauf verzichtet, die Berechnungsschleifen über alle drei zu berechnenden Kammern sowie über die zwei (beim KKM mit Seiteneinlaß: drei) angeschlossenen Strömungsebenen gesondert darzustellen. Die im unteren Teil des Ablaufdiagramms notierte Gleichung enthält den Korrektorschritt für Druck und Temperatur, vgl. UP WADGS.

## 6. Experimentelle Untersuchungen am KKM

### 6.1 KKM als Drosselstelle im Stationärversuch, Übersicht

Für die Berechnung von Strömungsvorgängen in dem angeschlossenen Rohrsystem des KKM (vgl. Kap. 3) stellt dieser eine Drosselstelle (Übergangsbedingung) im Sinne des Bildes 3.6 dar. Wie unter Kap. 4.2.1 gezeigt, erfolgt jedoch zur Berechnung der Strömungsvorgänge innerhalb des KKM eine Aufteilung in Einzeldrosselstellen, deren jeweiliges Durchflußverhalten aus dem Stationärversuch (vgl. Kap. 3.2.1.1) bekannt sein muß. Anhand des Bildes 4.6 wird im folgenden ein übersichtlicher Zusammenhang zwischen den erforderlichen Messungen und den erhaltenen Versuchsergebnissen dargestellt. Einzelheiten zur Versuchsdurchführung und zur Auswertung werden in den anschließenden Kapiteln diskutiert.

Somit ergibt sich folgende Einteilung der Drosselstellen (Leckgasströme werden unter Kap. 6.4.1 diskutiert):

Im Winkelbereich nach Bild 4.6.1, vgl. AH 6.11 und 6.12:

Dieses Berechnungsmodell erfordert eine getrennte Betrachtung von Ein- und Auslaßkanal, da die Kammer II als Behälter mit zwei angeschlossenen Rohren berechnet wird. Da in beiden Kanälen das Gas aus- und einströmen kann, sind beide Strömungsrichtungen zu berücksichtigen, vgl. Kap. 6.5.3. Will man entweder nur die gegenseitige Beeinflussung der Strömungsvorgänge zwischen Ein- und Auslaßkanal untersuchen oder teilt die Kammer nochmals in zwei einzelne Kammern auf /5/, so genügt es, die Kammer II als eine Drosselstelle zu betrachten und den sog. "Überströmquerschnitt" zu bestimmen, vgl. Kap. 6.5.2.3. Letztere Versuche wurden zusätzlich durchgeführt, um den

Unterschied der beiden Betrachtungsweisen an den vorliegenden effektiven Strömquerschnitten zu verdeutlichen, vgl. Kap. 6.5.3 bzw. AH 6.11 und AH 6.12.

Im Winkelbereich nach Bild 4.6.2, vgl. AH 6.20 bis 6.25

Neben der einfachen "Blendenströmung" auf der Einlaßseite treten in diesem Winkelbereich Verzweigungsströmungen mit den in Bild 3.3 aufgezeigten möglichen Strömungsfällen auf. Da bei einem realen Motor in diesem Bereich der Auslaßvorgang beginnt, werden die Strömungsfälle, bei denen Gas in die Kammer III einströmt, nicht eintreten. Für eventuelle theoretische Untersuchungen wurden die Messungen dennoch vervollständigt. Die Theorie zur Ermittlung der effektiven Querschnitte entspricht der Rohrverzweigung, vgl. Kap. 3.2.1.1.2 und Bild 3.4

Anmerkung:

Wegen der Rohrverzweigung mit zwei fiktiv angeschlossenen Rohren, vgl. Bild 4.8, mag der Eindruck entstehen, daß die aus den Zustandswerten des Gases im Behälter ermittelten eff. Querschnitte unter falschen Voraussetzungen berechnet werden. Tatsächlich jedoch bedeutet die vorgestellte Meß- und Auswertungsmethode lediglich eine Vereinfachung, da der Ruhezustand, vgl. Kap. 3.2.1.2, des in die Rohrverzweigung einströmenden Gases direkt gemessen wird. Selbstverständlich sind die Meßergebnisse nur dann zu verwerten, wenn verlustloses Ein- und Ausströmen am Behälter angenommen wird, vgl. Kap. 4.2.2.2

Im Winkelbereich nach Bild 4.6.3, vgl. AH 6.8 und 6.9

Es erfolgt eine getrennte Betrachtung von Ein- und Auslaßkanal; in diesem Winkelbereich sind die Steuerquerschnitte voll geöffnet. Die Massenströme sind entsprechend hoch, so daß eine gesonderte Fehlerbe-

trachtung aufgrund von Leckverlusten, vgl. Kap. 6.4.1, nicht notwendig ist.

Im Winkelbereich nach Bild 4.6.3; vgl. AH 6.14 bis 6.19

Dieser Bereich entspricht den Verzweigungsströmungen auf der Auslaßseite, s. o.. Wie auch unter Kap. 7 noch in einem Berechnungsbeispiel nachgewiesen wird, können alle in Bild 3.3 aufgeführten Strömungsfälle eintreten, da bei niedrigen Drehzahlen bereits ein Druckausgleich zwischen Auslaßkanal (Umgebungsdruck) und ausstoßender Kammer stattgefunden hat.

Im Winkelbereich nach Bild 4.6.5:

vgl. Winkelbereich nach Bild 4.6.1

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche beschränken sich auf die Ermittlung des stationären Durchflußverhaltens auf der Ansaug- und Abgasseite eines KKM mit Umfangseinlaß. Die quasistationäre Betrachtungsweise erlaubt die Verwertung der Ergebnisse für die instationäre Ladungswechselrechnung. Mit den in Kap. 4.2 vorgestellten Berechnungsmodellen werden die Verzweigungsströmungen einschließlich aller theoretisch möglichen Strömungsfälle berücksichtigt. Erst eine grundsätzliche Analyse der Massenströme in Kreiskolbenmotoren verschiedener Bauarten, bei denen auch Steuerzeiten und Rohrsysteme verändert werden müssen, kann Auskunft darüber geben, welche vereinfachenden Annahmen bei künftigen Ladungswechselrechnungen hinsichtlich der Verzweigungsströmungen zulässig sind.

Einige Strömungsfälle, Bild 3.3, dürften von untergeordneter Bedeutung sein, so daß man auch bei Neukonstruktionen zum Teil auf die hier vorliegenden Ergebnisse zurückgreifen kann. Ansonsten muß ähnlich wie bei Ventilen, Rohrverzweigungen, Schalldämpfern u. a. das

Durchflußverhalten anders struktulierter Motoren (bzw. Kanäle) unter Einbeziehung von Steuerzeiten, Kolbenform und Kolbenstellung jeweils neu ermittelt werden. Erst wenn die Meßwerte für hinreichend viele Bauformen vorliegen, kann aus diesen eine verlässliche Abschätzung des Durchflußverhaltens einer Motorneukonstruktion erfolgen.

## 6.2 Versuchsaufbau

### 6.2.1 Prüfstand "Durchflußzahlen"

Seit dem Jahre 1969 wurde ein Versuchsstand zur Ermittlung von Durchflußverlusten an stationär durchströmten Drosselstellen eingerichtet. Die stetige Entwicklung hinsichtlich der Anzahl der möglichen Meßobjekte, der Art der Durchflußmengenmessung, der Datenerfassung und -auswertung sowie der allgemeinen Leistungsfähigkeit ist aus den hauptsächlichsten Daten, Stand Januar 1978, ersichtlich. Vgl. das Schema<sup>1</sup> des Gesamtversuchsstandes AH 6.1 und als Beispiel den Schaltplan im Rohrsystem für den Strömungsfall "Vereinigung am Auslaßkanal". Die Absperrschieber sind fortlaufend numeriert, Regelventile sind mit  $R_x$  und M bezeichnet.

Hauptmeßobjekte, vgl. AH 6.1

1. Zylinderkopf
2. Rohrverzweigung
3. Kreiskolbenmotor

---

<sup>1</sup> Die Versuchsanlage wurde inzwischen (Jan.78) durch einen Drehkolbengaszähler mit Nennbereich  $100 \text{ Nm}^{3/\text{h}}$  ergänzt und die Schaltmöglichkeiten erweitert.

Die unter diesen Oberbegriffen konstruierten Teilanlagen enthalten durch Einbau einfacher Zusatzeinrichtungen .  
Meßmöglichkeiten für Drosselstellen aller Art, wie sie im Motorenbau vorkommen: Behälter, Luftfilter, Vergaser, Blenden, Schalldämpfer usw.

#### Verdichternennleistung:

|                    |                         |
|--------------------|-------------------------|
| Niederdruckstufe   | 143 KW                  |
| Hochdruckstufe     | 136 KW                  |
| max. Luftdurchsatz | 2270 Nm <sup>3</sup> /h |
| max. Druckerhöhung | 9,5 bar                 |
| Saugbetrieb        | ~ 0,3 bar               |

#### Durchflußmengenmessung:

3 Drehkolbengaszähler (DKGZ) mit angeschlossenen Mengen-  
umwertern, d.h. die Angabe des durchgesetzten Volumens  
erfolgt in Nm<sup>3</sup>/h. Nennbereiche (NB) : 300, 1000, 2000 Nm<sup>3</sup>/h

#### Rohrsystem:

NW 100, Versorgungsleitungen bis NW 250; verwendete  
Armaturen: Absperrschieber, Regelventile mit elektro-  
motorischem Stellantrieb

#### Meßwerterfassung:

Durch institutsinternes Elektroniklabor erweitertes  
Scanner-Scanivalve-System; Eingangsgrößen: statische  
Gasdrücke (über Kunststoffschläuche), elektrische  
Spannungen der Temperaturfühler und DKGZ (s.o.).  
Ausgangsgrößen: Klarschrift-Kontrolldrucker, Lochstreifen

Auswertung:

programmierbarer Tischrechner WANG 700 mit angeschlossener Schreibeinheit;  
wahlweise TR 440, Rechenzentrum der RUB

6.2.2 Versuchsmotor

Als Versuchsobjekt stand ein Mantel mit Kolben der Firma Daimler Benz, Typ M 950/4, zur Verfügung. Dieser Vierscheiben-Motor M 950/4 war in dem Versuchsfahrzeug Mercedes-Benz C 111 eingebaut (Vorstellung 1970, Genfer Automobilsalon). Eine Serienfertigung des Fahrzeuges ist nicht geplant.

Daten des Motors:

|                        |     |                                                                    |
|------------------------|-----|--------------------------------------------------------------------|
| Leistung               | :   | $P_{\text{eff}} = 260 \text{ kW}$                                  |
| Drehzahl               | :   | $n_e = 100 \text{ s}^{-1} (\hat{=} 6000 \text{ min}^{-1})$         |
| mittlerer Druck        | :   | $P_{\text{meff}} = 11 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 (= 11 \text{ bar})$ |
| Verdichtungsverhältnis | :   | $\epsilon = 9,37$                                                  |
| Exzentrizität          | :   | $e = 15 \cdot 10^{-3} \text{ m}$                                   |
| erzeugender Radius:    | $R$ | $= 103 \cdot 10^{-3} \text{ m}$                                    |
| Kolbenbreite           | :   | $b = 75 \cdot 10^{-3} \text{ m}$                                   |
| Kolbenmulde            | :   | gewölbte Form, mittig                                              |
| Kammerhubvolumen       | :   | $602,1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$                                  |
| Kompressionsvolumen    | :   | $71,91 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$                                  |
| Ansaugrohr             | :   | $\varnothing 0,043 \text{ m}; 0,76 \text{ m lang}$                 |
| Abgasrohr              | :   | $\varnothing 0,026 \text{ m}; 4,45 \text{ m lang}$                 |

theoretische  
Steuerzeiten

: vgl. Bild 6.1

gemessene  
Steuerzeiten

: vgl. Kap. 6.3, bezogen auf  $\varphi = 0^\circ$ ,  
vgl. Bild 4.6.1, wurden, bezogen auf  
die untere vorlaufende Kolbenkante,  
folgende Zeiten ermittelt:

$$AÖ : \varphi = 27^\circ$$

$$AS : \varphi = 65^\circ$$

$$EÖ : \varphi = 236^\circ$$

$$ES : \varphi = 287^\circ$$

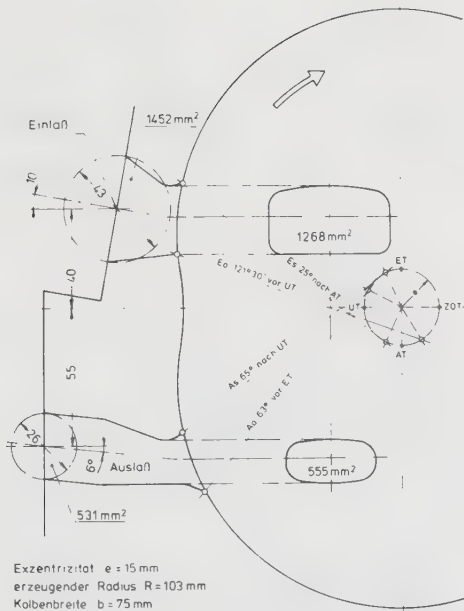


Bild 6.1 Steuerzeiten und Kanalformen  
am KKM M 950/4

## 6.2.3 Spezielle Versuchseinrichtungen am KKM M 950

### 6.2.3.1 Kolben

#### 6.2.3.1.1 Druckmessung

Beim KKM werden nicht nur die Ein- und Auslaßöffnungen durch den Kolben gesteuert, sondern der Kolben verändert dabei gleichzeitig auch Form und Größe des Arbeitsraumes und beeinflusst damit den Strömungsverlauf. Insbesondere in der Überschneidungsphase ist die in Kap. 4.2 angenommene Vereinfachung, daß der Druck an allen Stellen der Kammer gleich ist, nicht gegeben. Es war anzustreben, die prinzipiellen Fehler, die den mathematischen Modellen anhaften, durch modellgerechte Messungen weitgehend zu kompensieren. Um bei allen Kolbenstellungen die Druckverteilung über der Kolbenflanke beobachten zu können, wurden fünf Bohrungen (Bild 6.2) angebracht.

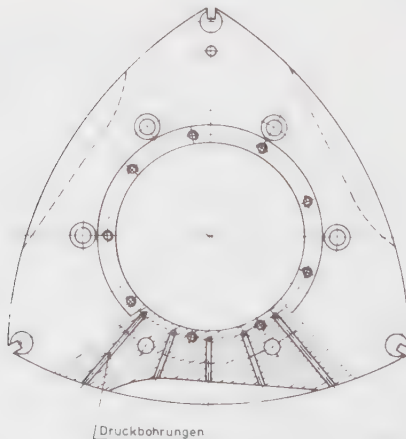


Bild 6.2 Bohrungen zur Druckmessung

Begründung:

Bei den meisten Kolbenstellungen war zu beachten, daß mindestens eine Bohrung mit dem Gesamtdruck des strömenden Mediums, bestehend aus statischen und dynamischen Anteil, vgl. Kap. 3.2.1.2,

$$P_{ges} = P_{stat} + P_{dyn} \quad (6.1)$$

beaufschlagt wurde, vergleiche Bild 6.3 und nachstehende Tabelle.

Tabelle: Druckverteilung<sup>1</sup> über der Kolbenflanke für die in Bild 6.3 gezeigten Kolbenstellungen und Strömungsrichtungen (Auszug aus den Meßprotokollen)

| Kolben-<br>stellung | Druck/bar an den Meßstellen |      |      |      |      |      |
|---------------------|-----------------------------|------|------|------|------|------|
|                     | 1                           | 2    | 3    | 4    | 5    | M    |
| 6.3.1               | 1,55                        | 1,56 | 1,56 | 1,55 | 1,55 | 2,6  |
| 6.3.2               | 3,77                        | 3,73 | 3,36 | 3,30 | 3,46 | 3,74 |
| 6.3.3               | 2,50                        | 2,45 | 2,45 | 2,45 | 2,38 | 2,93 |

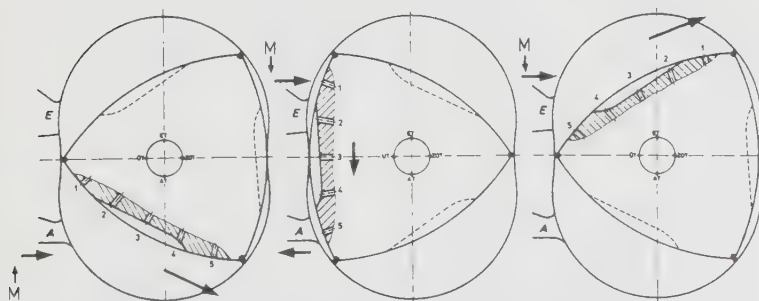


Bild 6.3 Charakteristische Kolbenstellungen zur Messung der effektiven Querschnitte am

6.3.1                      6.3.2                      6.3.3  
Auslaßkanal              Überströmquerschnitt              Einlaßkanal

<sup>1</sup> Die in der Tabelle angegebenen Drücke sind für die verschiedenen Kolbenstellungen untereinander nicht vergleichbar, da sie aus verschiedenen Versuchsreihen stammen.

Der besagte Effekt ist am deutlichsten bei der Kolbenstellung nach Bild 6.3.2 erkennbar (vgl. Tabelle):

Der statische Druck des strömenden Gases im Einlaßkanal ( M ) ist niedriger als an den Druckmeßbohrungen 1 und 2, d.h. daß an diesen Stellen der dynamische Druckanteil des strömenden Gases mitgemessen wird; verfolgt man den weiteren Druckverlauf, so ist an der Bohrung 5 ein höherer Druck als bei den Bohrungen 3 und 4 festzustellen, d.h., daß auch hier offensichtlich aufgrund der Strömung und der Umlenkung des Gases durch den Mantel der engen Kammer ein dynamischer Druckanteil vorhanden ist.

Bei den Kolbenstellungen nach Bild 6.3.1 und 6.3.3 tritt dieser Effekt nicht so deutlich in Erscheinung, vgl. Bohrung 2 und 3 in Bild 6.3.1 und Bohrung 1 in Bild 6.3.3. Bei der Druckbohrung 5 nach Stellung 6.3.3 tritt offensichtlich durch das vorbeiströmende Gas sogar ein Saugeffekt auf, der aus dem geringeren Druck gegenüber den Bohrungen 2 bis 4 erkennbar wird.

Aus dieser kurzen Darstellung ist ersichtlich, daß durch die Messung aller Drücke über die Kolbenflanke bei jeder Kolbenstellung etwaige fehlerhafte Messungen, die sich aufgrund eines Restanteiles des dynamischen Druckes ergaben, sofort erkannt und somit fehlerhafte Auswertungen vermieden werden konnten.

#### 6.2.3.1.2 Abdichtung

Zur besseren Abdichtung der drei Kammern gegeneinander wurden die serienmäßigen radialen Dichtleisten mit den Federn herausgenommen und durch Teflondichtelemente mit

Übermaß ersetzt. Die Stirnflächendichtungen, d.h., die seitlichen Dichtleisten, blieben im Kolben unverändert, vgl. Kap. 6.4

#### 6.2.3.2 Seitenteile

Um das durch die Drosselstellen strömende Gas nach außen abzuführen und um gleichzeitig eine den wirklichen Verhältnissen angepasste Strömungsrichtung zu realisieren, wurden in den Seitenteilen Öffnungen nach AH 6.3 ausgeschnitten. Die Seitenteile sind austauschbar, so daß für Untersuchungen am Einlaßkanal die obere Öffnung bzw. für den Auslaßkanal die untere Öffnung zur Verfügung steht. Die Form der Öffnungen gewährleistet die Durchführung der Experimente über alle Winkelbereiche, die außerhalb der Überschneidungsphase des KKM liegen. Im Überschneidungsbereich sind für spezielle Messungen, siehe Kap. 6.5.3 lediglich kleine Abdeckplatten montiert, im Bild AH 6.3 stark gestrichelt. Bei Verzweigungsströmungen werden unter Einbeziehung des zweiten Kanals die Massenströme getrennt abgeführt und gemessen, vgl. Schaltbild AH 6.2.

#### 6.2.3.3 Druckbehälter, Meßstellenplan

Das gesamte Versuchsobjekt "KKM" ist in einem Behälter montiert, und kann von außen durch zwei Sichtfenster beobachtet werden, AH 6.3. Die über eine Ausgleichskupplung verlängerte Exzenterwelle wird über ein außen angeflanshtes Schneckengetriebe mit der Übersetzung  $i = 1:51$  bewegt, so daß jede gewünschte Kolbenstellung

bequem angefahren werden kann. Die von der Kolbenflanke ausgehenden Druckmessleitungen führen durch einen Schutzschlauch nach außen, AH 6.4 und von dort aus zur zentralen Meßwerterfassung, vgl. Schalt-schema, Bild 6.4.

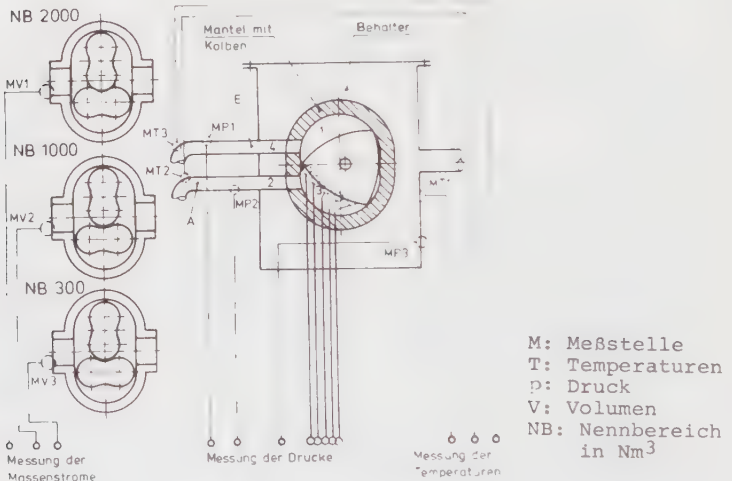


Bild 6.4 Schaltschema der Messleitungen

Die Messung der statischen Drücke in der Ansaug- und Abgasleitung erfolgt durch Ringdruckentnahme außerhalb des Behälters, AH 6.3, wo in den Leitungen wieder geordnete Strömungsverhältnisse vorliegen. Die Temperaturmeßstellen, die zur Bestimmung der Dichte notwendig sind, liegen weiter außerhalb in den Zuführungsleitungen, vgl. Bild 6.4. Der gesamte Behälter ist über das Hauptrohr mit der Versuchsanlage verbunden. Durch diese Anordnung des Versuchs-

objektes ist eine problemlose Messung aller notwendigen Drücke, Temperaturen und Massenströme möglich.

### 6.3 Versuchsdurchführung

Vor Beginn der Versuchsreihen erfolgte eine Dichtigkeitsprüfung des gesamten Versuchsstandes. Innerhalb von 24 Stunden sank der vorgegebene Druck von 10 bar auf 8,5 bar ab, d.h., daß für die relativ kurze Dauer eines Meßzyklus keine Leckverluste zu berücksichtigen waren. Erwartungsgemäß fiel die Dichtigkeitsprüfung am Meßobjekt selbst wesentlich schlechter aus. Bei zur Seite hin geschlossenen Kammern wurde bei verschiedenen Kolbenstellungen über Ein- und Auslaßkanal die Luft der angeschlossenen Arbeitsräume auf ca. 3,5 bar Druck ( $\hat{=}$  2,5 bar Überdruck) gebracht. Die über das Hauptrohr gemessene Leckgasmenge durch den Exzenterwellenraum betrug zwischen 15 und 19 Nm<sup>3</sup>/h<sup>1</sup>. Versuche, die seitlichen Dichtleisten genau so wie die radialen Dichtleisten durch Teflonelemente mit Übermaß zu ersetzen, fielen negativ aus, da sich aufgrund der hohen Reibungskräfte der Kolben nicht mehr bewegen ließ. Eine bei jeder Kolbenstellung eigens durchgeführte Abdichtung war durch den gewählten Versuchsaufbau nicht möglich, so daß es Aufgabe der Auswertung ist, die absoluten Meßfehler zu analysieren.

Um zufällige Meßfehler auszugleichen, wurden für jede Messung mindestens fünf Meßzyklen aufgenommen und ausgewertet. Da wegen begrenzter Anschlußmöglichkeit jeweils nur eine der fünf Druckmeßbohrungen angeschlossen werden konnte, ergeben sich somit für jeden Meßpunkt ca. 25 Meßzyklen. Bei den Verzweigungsströmungen wurde auf ein Anfahren der Abszissenpunkte in vorgegebener Schrittweite von z.B. 0,1 verzichtet, da die genaue Einstellung im Stationärversuch sehr viel Zeit

---

<sup>1</sup>Verwendung s. Kap. 6.4

in Anspruch nimmt und die Eintragung äquidistanter Meßpunkte in Diagrammen keinen wesentlichen Vorteil bringt. Bei kontinuierlicher Änderung der Massenstromverhältnisse mit den Regelventilen der Versuchsanlage können die Meßpunkte von "oben" nach "unten", d.h. von  $1 \rightarrow 0$ , oder umgekehrt, von  $0 \rightarrow 1$  angefahren werden. Mehrfach durchgeführte Versuchsreihen in beiden Richtungen zeigten zwar einen erheblichen Unterschied im Druckniveau, doch bei den entsprechend großen Massenströmen waren keine Abweichungen bei der Berechnung der effektiven Querschnitte festzustellen.

Der einfacheren Versuchsdurchführung wegen wurden die Kolbenstellungen in der Schrittweite variiert, wie sie sich durch eine Umdrehung des angeflanschten Schneckengetriebes ( $i = 1:51$ ) ergaben. Sie beträgt in der Regel  $7,06^\circ \text{ LW}$ . Ausgenommen sind kritische Bereiche oder Bereiche, in denen die Schrittweite auf  $2 \cdot U = 14,12^\circ$  vergrößert werden konnte. Im übrigen stimmten nicht alle Steuerzeiten des Prüfmotors mit den in den Zeichnungen angegebenen überein. Ausgehend von  $A0 = 27^\circ \text{ LW}$  als Fixpunkt erfolgte eine dem Prüfmotor entsprechende Korrektur der übrigen Steuerzeiten, so daß die geometrischen Querschnitte im wesentlichen nur als Orientierungslinien anzusehen sind. Die in den Diagrammen AH 6.6, 6.7, 6.13 eingetragenen Winkelstellungen des Kolbens beziehen sich auf den im Versuchsmotor festgelegten Nullpunkt und erforderten die aus den Diagrammen AH 6.13 - 6.25 ersichtlichen Korrekturen.

#### 6.4 Fehlerbetrachtung

##### 6.4.1 Fehler durch Leckverluste

Weil durch Leckgase bedingte Druckverluste kaum meßbar sind, kann sich der Fehler nur bei der Messung des tatsächlich vorhandenen Massenstroms auswirken. Bei einfachem Durchströmen von Ein- und Auslaßkanal des KKM ist

das Auftreten von Leckverlusten problemlos, da durch die gewählte Versuchsanordnung, vgl. AH 6.3, die Leckgase im Behälter aufgefangen und dadurch mitgemessen werden. Schwieriger zu beurteilen ist bereits der Fall des Überströmens vom Auslaßkanal in den Einlaßkanal, vgl. Bild 6.3.2, (oder umgekehrt) dadurch, daß über die seitlichen Dichtstreifen die Leckgase in den Hauptbehälter gelangen und für die Messung des wirklichen Massenstroms verloren gehen. Leckgase können aber nur strömen, wenn zwischen Meßkammer und Umgebung, in diesem Fall dem Behälterraum, ein Druckgefälle vorliegt. Erreicht also der am Hauptrohr verschlossene Behälter das Druckniveau der Meßkammer, so können keine Leckverluste mehr vorhanden sein. Die unter dieser Perspektive gezielt durchgeführten Versuche zeigten nur eine im Rahmen der Meßgenauigkeit liegende Auswirkung auf die berechneten Durchflußzahlen. Die Massenströme in der Überströmphase waren jedoch relativ hoch, über  $100 \text{ Nm}^3/\text{h}$ , so daß für die Verzweigungsströmungen, bei denen Teilmassenströme nur ca.  $30 \text{ Nm}^3/\text{h}$  erreichten, eine gesonderte Fehlerbetrachtung notwendig ist.

Zur Beurteilung eignet sich der in Bild 6.5 gezeigte Strömungsfall.

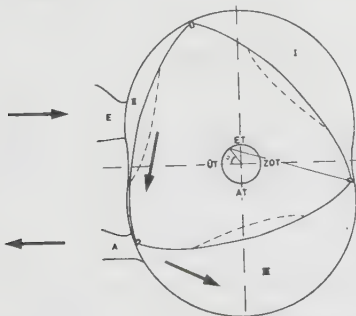


Bild 6.5  
Strömungsfall  
"Trennung am Auslaßkanal"

Die Kammer II steht in der Stellung "Überströmen", so daß ca.  $15 \text{ Nm}^3/\text{h}$  durch den Exzenterwellenraum (s.o.) an Leckgasen verloren gehen und über das Hauptrohr des Behälters

dem Teilmassenstrom durch die Kammer III zufließen. Der  $\alpha \cdot A$ -Wert des Teilmassenstromes III liegt demnach um den vorhandenen Leckgasquerschnitt zu hoch. Die Größe ist leicht abzuschätzen:

Durch den Einlaßkanal wird die Luft in der Kammer II auf den bei allen Versuchen verwendeten Druck von ca. 3,5 bar gebracht und durch die Drosselstellen der Versuchsanlage auf ca. 350 K erwärmt. Aus der Durchflußgleichung

$$\dot{m} = \rho \cdot u \cdot A \quad (6.2)$$

und der Annahme, daß in den engsten Querschnitten wegen des überkritischen Druckverhältnisses die Strömungsgeschwindigkeit Schallgeschwindigkeit<sup>1</sup> erreichen kann, errechnet sich mit Gl. (3.1) der Leckgasquerschnitt zu:

$$\begin{aligned} A &= \frac{\dot{m}}{\rho \cdot u} = \frac{\dot{V}_N \cdot \rho_N}{\rho \cdot u} = \frac{\dot{V}_N \cdot p_N \cdot R \cdot T}{R \cdot T_N \cdot p \cdot u} \\ &= \frac{15 \text{ m}^3 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot 350 \text{ K m}^2 \text{ s h}}{\text{h m}^2 \cdot 300 \text{ K} \cdot 3,5 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot 350 \text{ m} \cdot 3600 \text{ s}} \\ &\approx 4 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Dieser Fehler liegt ebenfalls im Rahmen der Meßgenauigkeiten und wird deshalb nicht korrigiert.

---

<sup>1</sup>ca. 350 m/s bei Umgebungszustand

## 6.4.2 Fehler bei Verzweigungsströmungen

### 6.4.2.1 Durchflußquerschnitte

Sind die Teilquerschnitte einer Verzweigungsströmung etwa gleich, so sind auch die gemessenen  $\alpha \cdot A$ -Werte relativ genau zu bestimmen, siehe AH 6.16, 6.19, 6.22, 6.23. Werden sie jedoch, was sehr häufig vorkommt, bis zu einem Verhältnis von ca. 1 : 20 ungleich groß, macht sich für den kleineren Querschnitt ein prinzipieller Fehler der Versuchsanlage bemerkbar: Bei Verzweigungsströmungen können nur der Gesamt- und ein Teilmassenstrom gemessen werden. Der zweite Teilmassenstrom ergibt sich aus der Kontinuitätsbeziehung. Wird nun, wie bei den vorliegenden Messungen geschehen, der Teilmassenstrom des größeren Querschnittes z.B. mit 1000 m<sup>3</sup>/h Durchsatzvolumen bestimmt, so kann der Mengendurchsatz im zweiten Teilquerschnitt z.B. nur 50 m<sup>3</sup>/h betragen. Ein leicht möglicher Meßfehler von nur 1% von 1000 m<sup>3</sup>/h bedeutet für den zweiten Massenstrom bereits einen Fehler von 10 m<sup>3</sup>/h, d.h. ca. 20 % bezogen auf 50 m<sup>3</sup>/h. Die Genauigkeit der in AH 6.13 linke Seite, eingetragenen Auswertungspunkte ist demnach oft zweifelhaft. Lediglich die beim Massenstromverhältnis  $\dot{m}_T / \dot{m}_{ges} = 1$  ermittelten Werte sind unbedingt genau, weil der andere Teilstrom gleich Null ist. Eine Korrektur der Meßergebnisse ist aus dem genannten Grunde unbedingt erforderlich und aus der Lage der Endpunkte eindeutig fixierbar. Wie aus den Diagrammen AH 6.14 - 6.25 zu ersehen, wurde der klaren Darstellung wegen auf eine gesonderte Eintragung der einzelnen Meßpunkte verzichtet, vergleiche AH 6.13 und AH 6.21.

#### 6.4.2.2 Randbereiche

Ein weiteres Problem liegt in der Auswertung der Messungen im Randbereich bei AÖ, AS, EÖ und ES. In diesen Punkten dürften keine Verzweigungsströmungen vorkommen. Am Beispiel des Strömungsfalles Bild 6.6 und AH 6.13 ist leicht einzusehen, daß bei "Auslaß schließen" ( $67^{\circ}$ ) der gesamte Massenstrom aus dem Auslaßkanal in die Kammer III gelangt und Kammer II vollkommen abgesperrt ist. Wird jedoch das an Kammer III (Hauptrohr) liegende Absperrventil nahezu geschlossen, baut sich in der Kammer III ein derartiger Druck auf, daß über die unvollkommene Abdichtung auch durch Kammer II ein Massenstrom fließt. Es ist also ohne weiteres möglich, ein vorgegebenes Massenstromverhältnis

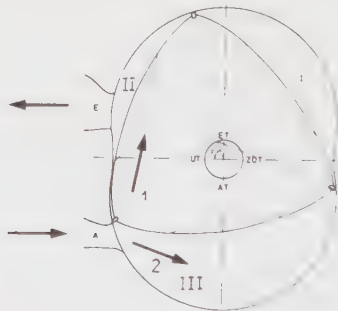


Bild 6.6 Strömungsfall Trennung  
bei "Auslaß schließen"

bei absolut geringer Menge zu erzwingen.

Betrachtet man nun die Definitionsgleichungen (3.24) - (3.27) der  $\alpha$ -Zahlen, so ist festzustellen:

Der in Bild 6.6 mit 1 gekennzeichnete Teilstrom ist sehr gering; gleichzeitig besteht aber zwischen Auslaßkanal und Kammer II ein hohes Druckgefälle, aus dem ein relativ großer theoretischer Massenstrom resultiert; der  $\alpha \cdot A$ -Wert ist entsprechend klein, vgl. AH 6.13 linke Seite,  $67^{\circ}$ .

Der mit 2 bezeichnete Teilstrom ist relativ groß, doch strebt das Druckverhältnis gegen eins, so daß die Berechnung des theoretischen Massenstromes ungenauer wird. Wird nun zusätzlich an Kammer II der Luftstrom abgesperrt, erhöht sich der Massenstrom durch Kammer III, ohne daß sich das Druckniveau, welches bereits nahezu ausgeglichen ist, wesentlich ändert. Einerseits steigt dadurch bei größer werdendem Massenstromverhältnis der  $\alpha \cdot A$ -Wert unverhältnismäßig schnell an, siehe AH 6.13 rechte Seite, andererseits wird die Auswertung ungenau, weil der Wurzelausdruck der Gleichung (3.24) gegen Null strebt. Aus dieser theoretischen Überlegung her ist es sicherlich richtig, die oberhalb des Gesamtbildes der Kurven liegenden Meßpunkte der obersten Kurve anzupassen bzw. die entsprechenden Meßwerte, bei denen kein Massenstrom vorhanden sein sollte, auf Nullniveau zu legen. Eine Beibehaltung der in den kritischen Bereichen gemessenen effektiven Querschnitte wurde unweigerlich zu Fehlschlüssen bei der Beurteilung berechneter Verzweigungsströmen führen. Weiterhin müssen bei "Auslaß schließen" und "Einlaß schließen" auch die Grenzkurven über dem Massenstromverhältnis bekannt sein, da im Rechnerprogramm im letzten Zeitintervall vor Überschreiten der Steuerzeiten noch eine Verzweigungsströmung vorliegt und daher die zur Interpolation notwendigen  $\alpha \cdot A$ -Werte bereitzustellen sind.

## 6.5 Versuchsergebnisse

Die Auswertung der Durchflußversuche basiert auf den in Kap. 3.2.1 und 4.4.2 dargestellten Theorie zur Ermittlung der effektiven Durchflußquerschnitte. Zuordnung und Übersicht der einzelnen Drosselstellen vgl. Kap. 6.1

### 6.5.1 Druckabhängigkeit

Wie in ähnlichen Meßreihen /41/, /42/ bereits festgestellt, konnte auch hier eine Druckunabhängigkeit der Durchflußbeiwerte nachgewiesen werden, AH 6.5, 6.6, 6.7. Naturgemäß liegen die Punkte der Meßreihen innerhalb eines Streubereiches, weniger hervorgerufen durch ungenaue Meßwerterfassung oder Auswertung, als durch variable Ausbildung der Wirbelzonen bei ungleichen Strömungsgeschwindigkeiten, die zwar beim nächstliegenden Meßpunkt wieder anders sind, aber keine prinzipielle Abhängigkeit im gesamten Meßbereich erkennen lassen, AH 6.5. Lediglich im Bereich von  $P_E/P_K = 1,0 - 1,03$  der oberen Meßkurven im Diagramm AH 6.5 ist zu vermuten, daß trotz der hohen Genauigkeit der Meßwertaufnahme die Ergebnisse nicht exakt stimmen, weil bei derartig geringem Druckabfall der Wurzelausdruck der Gl. (4.2) empfindlich reagiert. Ein kritisches Druckverhältnis wird auch im engsten Querschnitt der Drosselströmung vermutlich nicht erreicht, vgl. Kap. 3.2.1.3.

### 6.5.2 Drosselströmungen am Ein- und Auslaßkanal

#### 6.5.2.1 Einlaßkanal

Versuchsdurchführung und Messung erscheinen zunächst bei dem gewählten Versuchsaufbau vollkommen unproblematisch, wenn man in der Überschneidungsphase, Bild 6.7, den Massenstrom durch den Auslaßkanal führt und die Messungen aufgrund des Einkammermodells zwischen Einlaßkanal und Kammer vornimmt. Das Ergebnis, AH 6.8, zeigt eine erhebliche Abweichung vom geometrischen Einlaßquerschnitt

im Bereich "Einlaß öffnet". Die zweite Drosselstelle "Auslaßkanal" beeinflusst die Strömung bereits hinsichtlich Massenstrom und Druckaufbau so, daß, wie unter Kap. 6.5.3 noch gezeigt wird, die effektiven Querschnitte viel zu niedrig liegen.

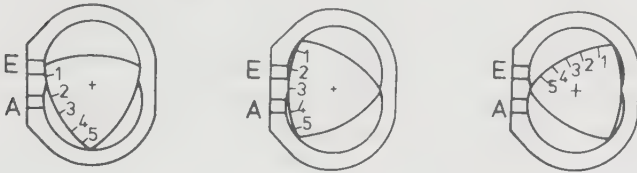


Bild 6.7 Kolbenstellungen mit Druckmeßbohrungen  
am Einlaßkanal

Bei voll geöffnetem Einlaßquerschnitt, bis "ES", kann die Luft ungehindert durch die seitlichen Öffnungen, vgl. AH 6.3, fließen, so daß tatsächlich nur die Drossel "Einlaßkanal" in Verbindung mit der Kolbenstellung betrachtet wird. Der Kolben verursacht auch die Unebenheiten im oberen Bereich der Linienzüge, da er je nach Stellung die Strömung sowohl durch den Abstand Kolben-Mantel als auch durch seine Kolbenmulde beeinflusst. Die Einströmverluste sind höher, weil der eintretende Luftstrom auf die Kolbenoberfläche trifft und abgelenkt wird, während beim Ausströmen keine gesonderte Ablenkung des Luftstromes vorliegt.

#### 6.5.2.2 Auslaßkanal

Entsprechend der Messungen am Einlaßkanal weicht im Bereich "Auslaß schließen" der tatsächliche, freie Durchflußquerschnitt erheblich vom geometrischem Querschnitt ab, vgl. Kap. 6.5.3. Wegen Größe und Lage des Auslaßkanals ist im oberen Bereich der Linienzüge ein Einfluß der Kolbenstellung nicht festzustellen, Bild AH 6.9

#### 6.5.2.3 Überströmquerschnitt

Zur Vervollständigung der Meßreihe wurde der freie Überströmquerschnitt, AH 6.10, bestimmt, vgl. Kap. 4.2.2.1 und Kap. 6.1. Die Meßstellen lagen jeweils außerhalb des Versuchsbehälters, so daß die gesamten Strömungsverluste der Überschneidungsphase mit einbezogen sind. Der Vergleich mit dem am Reißbrett in /30/, AH 6.3.1, konstruierten geometrischen Querschnittsverlauf zeigt die Schwierigkeit, den zwischen Kolben, Kolbenmulde, Kolbenkante, Mantel und Auslaßkanal wechselnden engsten Querschnitt einigermaßen verläßlich zu bestimmen. Hinzu kommen fertigungstechnisch bedingte Ungenauigkeiten, so daß die Ergebnisse einer Ladungswechselrechnung, die auf theoretisch bestimmten Steuerquerschnitten basiert, mit den Meßwerten eines ausgeführten Motors nur bedingt in Einklang zu bringen sein werden.

#### 6.5.2.4 Gesamtverlauf

Die im einzelnen aufgeführten Kurven, AH 6.8 - 6.10, lassen sich zu einem Gesamtbild vereinigen, AH 6.11. Dieser Zustandsverlauf der effektiven Querschnitte entspricht den bisher bekannten Messungen /5/, /31/ und ist für ein Zweikammermodell in der Überschneidungsphase anwendbar.

#### 6.5.3 Drosselströmungen für das Einkammermodell

Die in Kap. 6.5.2 beschriebenen Durchflußversuche waren im Überschneidungsbereich für das Einkammermodell unbefriedigend, weil die eff. Querschnitte bei "Einlaß öffnen" und "Auslaß schließen" offensichtlich durch eine zweite direkt angeschlossene Drosselstelle zu sehr beeinflusst werden. Um diese zweite Drosselstelle zu umgehen, wurden

in den kritischen Bereichen beidseitig kleine Abdeckplatten nach AH 6.3, gestrichelter Linienzug im Bereich der Überschneidung, am Versuchsobjekt angebracht. Der durch den Einlaßkanal ein- bzw. austretende Massenstrom kann jetzt geradlinig durch die schmale Arbeitskammer fließen, ohne nochmals in den Auslaßkanal umgelenkt zu werden. Entsprechendes gilt für den durch den Auslaßkanal fließenden Massenstrom. Die Diskrepanz der Meßergebnisse, AH 6.12, ist erstaunlich im Vergleich zu AH 6.11. Aus dem Vergleich der beiden Diagramme ist der Schluß zu ziehen, daß man für derartige Messung durch den zwangsgeführten Massenstrom stark beeinflussen, hintereinander schalten darf.

Bei Annahme eines Zweikammermodells mögen die Ergebnisse nach AH 6.11 zu verwenden sein, für das in dieser Arbeit programmierte Rechenverfahren werden die effektiven Querschnitte aus AH 6.12 eingesetzt.

#### 6.5.4 Verzweigungsströmungen

Streicht die Kolbenkante über die Steueröffnungen, sind alle Strömungsbilder einer Rohrverzweigung möglich, vgl. Bild 3.3, und die Theorie zur Auswertung, Kap.3.2.1.1.2. Allerdings ist eine stetige Änderung der Geometrie festzustellen, die ebenfalls eine stetige Änderung des Durchflußverhaltens der Drosseleiste nach sich zieht. Zum einen ist es erforderlich, in kontinuierlicher Reihenfolge über die effektiven Querschnitte zu verfügen, zum anderen ist der notwendige Meßaufwand in vertretbarem Rahmen zu halten. Als Kompromiß entstand eine Aufteilung der Steueröffnungen in sechs Schritte, beginnend vom Öffnungszeitpunkt "AÖ" bzw. "EÖ". Die Zwischenwerte werden linear interpoliert. Die in den Bildern AH 6.14 - 6.25 ge-

strichelt eingezeichneten Kurven stellen die effektiven Durchflußquerschnitte für die Mittelstellung des Kolbens zwischen den benachbarten Kurven dar und werden nicht als Daten in das Rechnerprogramm eingegeben.

Der prinzipielle  $\alpha$ -A-Kurvenverlauf der Verzweigungsströmungen ist leicht einsehbar; der effektive Querschnitt  $\alpha \cdot A$  wird definitionsgemäß (/41/, /42/) über dem Massenstromverhältnis  $q = \dot{m}_{\text{Teil}} / \dot{m}_{\text{Gesamt}}$  aufgetragen. Wird  $q$  gleich eins, so strömt die gesamte Menge durch einen Teilstrang, d.h., es liegt eine einfache Drosselstelle vor. Der Endpunkt bei  $q = 1$  ist identisch mit dem  $\alpha \cdot A$ -Wert des Teilstrangquerschnittes. Für  $q$  gleich Null ist der Massenstrom des Teilstranges gleich null, d.h., die Kurve geht durch den Nullpunkt. Bei bekanntem  $\alpha \cdot A$ -Wert des Teilquerschnittes kann also die Kurve in erster Näherung als Gerade durch den Null- und Endpunkt gezogen werden, vgl. Messung AH 6.15, 6.16, 6.19, 6.22, 6.23.

Das Abweichen der übrigen Kurven ist aus dem Strömungsverhalten einer Verzweigung, hier speziell für den KKM, und dem entsprechend angeordneten Versuchsaufbau einfach zu deuten und soll an drei charakteristischen Diagrammen erläutert werden, vgl. auch Kap. 6.4.2.

#### 1. Beispiel: Diagramm AH 6.2.1, rechte Seite, Geometrie vgl. Bild 6.6

Bei diesem Strömungsfall ist der Teilstrang A-K mit geringen Verlusten gegenüber dem Strang A-E behaftet.

Das Druckverhältnis muß durch einen im Teilstrang III (K) vorhandenen Schieber künstlich erhöht werden, um kleine Massenstromverhältnisse zu erreichen; der theoretische Massenstrom ist bereits relativ groß, vgl. Gl.(3.24), und es dominiert der Einfluß des gemessenen Massenstromes  $\dot{m}_w$ . Ein weiteres Öffnen des

Schiebers bewirkt wegen des relativ geringen Strömungswiderstandes der Drosselstelle einen entsprechend geringen Druckabfall, während der wirkliche Massenstrom wesentlich ansteigt und dadurch der  $\alpha \cdot A$ -Wert sogar größer werden kann als im Endpunkt bei  $q = 1$ . Erst durch weiteres Öffnen des Schiebers wird der künstlich aufrechterhaltene Gegendruck abgebaut, und es erfolgt ein Angleich zwischen theoretischem und wirklichem Massenstrom. Entsprechend konvexe Kurvenverläufe wurden bereits von Jacobzig /42/ gemessen; das "Überschwingen" tritt insbesondere dann auf, wenn die Strömungsverluste der Teilstränge einer Verzweigung stark unterschiedlich sind und das Massenstromverhältnis durch übermäßige Drosselung an den Absperrschiebern erzwungen werden muß.

2. Beispiel: Diagramm AH 6.13, linke Seite  
Geometrie vgl. Bild 4.21, Seite 62

Hier handelt es sich um eine Vereinigungsströmung E→K und A→K; der aus der nacheilenden Kammer strömende kleinere Massenstrom bremst den größeren Teilstrom ab. Eine Erhöhung des Massenstromverhältnisses wird nur durch Verstärkung des Druckgefälles erzielt. Der gemessene, wirkliche Massenstrom E→K fällt durch "Abbremsung" geringer aus als es dem erzeugten Druckgefälle entspricht, die Kurven sind konkav.

3. Beispiel: Diagramm AH 6.17, linke Seite  
Geometrie wie Beispiel 2

Bei diesem Strömungsfall wird der größere Teilstrom K→E im Gegensatz zu Beispiel 2 durch den kleineren Strom unterstützt, da sie beide in gleicher Richtung fließen. Der aus dem Druckgefälle errechnete theoretische Massenstrom paßt sich dem gemessenen Strom an, die Kurven sind nur leicht konvex, vgl. Beispiel 1.

## 7. Darstellung und Diskussion der erzielten Ergebnisse

Soll der Ladungswechsel eines KKM verbessert werden, so ist es erforderlich, das vorliegende physikalische Geschehen zu erfassen. Das bedeutet, daß vor Beginn einer Optimierungsphase neben den innermotorischen Vorgängen eine genaue Analyse der Strömungsvorgänge erfolgen muß.

Die Beurteilung der instationären Strömungsvorgänge in den Rohrsystemen von realen KKM beruhte in der Regel auf Druckmessungen /30/, da die Messung von Geschwindigkeiten mit erheblichem Aufwand verbunden ist. Es wird in den Berechnungsbeispielen nachgewiesen, daß derartige Beurteilungen zwangsläufig zu Fehlschlüssen führen müssen, da die Strömungsgeschwindigkeit eines Gases bekanntlich /12/ -/15/ nicht mit dem Druckverlauf konform ist. Aus Strömungsgeschwindigkeiten und Dichte des jeweiligen Gases ergeben sich die Massenströme, deren Kenntnis für die Analyse des Ladungswechsels ebenfalls unumgänglich ist. In den aufgezeigten Berechnungsbeispielen wurde aus diesen Gründen besonderen Wert sowohl auf die gleichzeitige Darstellung von Druck- und Geschwindigkeitsverläufen als auch auf die Darstellung der vorhandenen Massenströme gelegt.

Die genaue Erfassung der Verzweigungsströmungen, die beim Überstreichen der Kolbenkanten über die Steueröffnungen auftreten, erweitert die bisherigen Kenntnisse über den Verlauf des Ladungswechsels, da sie u.a. quantitative Aussagen über Kurzschlußströmungen und Strahleffekt enthalten.

### 7.1 Voraussetzungen und Hinweise zur Diskussion der dargestellten Ergebnisse

Von dem unter Kap. 6.2.1 beschriebenen Versuchsmotor stan-

den nicht alle zur Programmierung notwendigen Daten zur Verfügung. Daher wurden aus der Literatur /5/ folgende Angaben übernommen:

1. Parameter zum Vibe-Brenngesetz, ermittelt am KKM 502<sup>1</sup> bei Vollast,  $n = 50 \text{ s}^{-1}$  (3000 min<sup>-1</sup>)  
vgl. Kap. 4.3.3
2. Wärmeübergangszahl, ebenfalls ermittelt am KKM 502, vgl. Kap. 4.3.2.1
3. Kolben- und Laufbahntemperaturen  
gemessen am KKM 613<sup>1</sup>

Für die Größe der Leckgasquerschnitte liegen keine verlässlichen Werte vor, vgl. Kap. 4.3.4.2. Zur Austestung des Rechnerprogramms wurden sie für die radialen Dichtleisten mit  $0,5 \text{ mm}^2$  als konstant und für die seitlichen Dichtleisten zu null angenommen, vgl. Kap. 4.2.1.1.

Insbesondere die Vorgabe der Leckgasquerschnitte und der Parameter für das Vibe-Brenngesetz stellen eine derartige Beeinflussung auf das Gleichungssystem nach Kap. 4.3.1 dar, daß eine Diskussion der Vorgabewerte und der Ladungswechselkenngrößen nach Gl. (4.19) - (4.22) erst nach Berechnung eines eingeschwungenen Zustandes des gesamten Programmsystems erfolgen kann; die gleiche Aussage gilt für den Verlauf der Gastemperatur an den Meßstellen, vgl. /17/. Der eingeschwungene Zustand des Systems wird nach Berechnung von ungefähr neun Arbeitsspielen (drei Kolbenumdrehungen, vgl. Kap. 4.2.3) erreicht und benötigt bereits für die einfache Rohranordnung 2, AH 6.1, ca 50 min. Rechnerkernzeit<sup>2</sup>.

Eine Diskussion der nur auf diese Weise berechenbaren Ladungswechselkenngrößen findet nicht statt.

---

<sup>1</sup> ausführliche Motordaten s. /5/

<sup>2</sup> TR 440 Rechenzentrum der RUB

Zur Diskussion der Wellenüberlagerungen werden folgende Anhaltswerte für die Wellenlaufzeiten (hin und zurück) in einem 0,5 m langen Rohr berechnet:

Mit

$$a = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}, \quad \Delta t = \frac{\Delta x}{a}, \quad \text{und}$$

$$\Delta \varphi^{\circ} = 360^{\circ} \cdot n \cdot \Delta t$$

ist die Wellenlaufzeit im Ansaugrohr bei 300 K

$$\text{für } n = 50 \text{ s}^{-1} \quad \text{ca. } 50^{\circ} \text{ EW}$$

$$\text{für } n = 100 \text{ s}^{-1} \quad \text{ca. } 100^{\circ} \text{ EW,}$$

und im Abgasrohr bei 600 K

$$\text{für } n = 50 \text{ s}^{-1} \quad \text{ca. } 37^{\circ} \text{ EW,}$$

$$\text{für } n = 100 \text{ s}^{-1} \quad \text{ca. } 74^{\circ} \text{ EW.}$$

bei 1000 K:

$$\text{für } n = 50 \text{ s}^{-1} \quad \text{ca. } 29^{\circ} \text{ EW}$$

$$\text{für } n = 100 \text{ s}^{-1} \quad \text{ca. } 58^{\circ} \text{ EW}$$

Der Umgebungszustand für alle Versuche war auf der Ansaugseite:

$$p = 95400 \text{ N/m}^2, \quad T = 308 \text{ K}$$

und auf der Abgasseite

$$p = 95400 \text{ N/m}^2, \quad T = 600 \text{ K}$$

Startwerte in der Anfangsstellung nach Bild 4.6.1:

|      | $p_K / (10^5 \text{ N/m}^2)$ | $T_K / (\text{K})$ | $r$ |
|------|------------------------------|--------------------|-----|
| KI   | 1,3                          | 600                | 1,0 |
| KII  | 0,95                         | 1000               | 0,2 |
| KIII | 2,1                          | 1300               | 0,2 |

In Testrechnungen, die zur Ermittlung guter Startwerte (s.o.) über mehrere Arbeitsspiele durchgeführt wurden, waren die für das letzte Arbeitsspiel berechneten Druck- und Geschwindigkeitsverläufe (mit Ausnahme von Schwingungsüberlagerungen höherer Ordnung) qualitativ gleichzusetzen mit den Rechnerergebnissen aus dem ersten Arbeitsspiel. Somit konnte für die weiteren Untersuchungen auf Rechnungen bis zum eingeschwungenen Zustand des gesamten Programmsystems verzichtet werden, vgl. Messung (am laufenden Motor /30/) und Rechnung (erstes Arbeitsspiel) AH 7.3 und AH 7.5.

Für die gezeigten Beispiele erfolgte die Berechnung der Rohrströmung ohne Wärmeübergang /17/, /23/.

Zum besseren Verständnis des Strömungsgeschehens wird in den Berechnungsbeispielen 1 und 2 die Meßstelle 2 vor der Meßstelle 1 diskutiert.

Für ausführliche Rechnungen empfiehlt sich die Erstellung eines Wellenlaufplanes nach /17/. Umfassende Analysen der instationären Rohrströmung sind durch eine Trennung der vor- und rücklaufenden Wellenanteile möglich (/17/, /18/), für die Darstellung der erzielten Ergebnisse an dieser Stelle jedoch nicht erforderlich.

Zur Diskussion der reflektierten Wellenanteile an Drosselstellen sei der Hinweis gegeben, daß sich Teilreflexionen entsprechend des Durchflußverhaltens der Drosselstelle einstellen.

Die absoluten Amplituden der Reflexionswellen werden nicht diskutiert; dazu wäre eine Trennung der vor- und rücklaufenden Wellenanteile notwendig /17/, /18/.

Es bleibt anzumerken, daß durch die vollständige Integration des KKM in das Programmsystem "PROMO" die unter Kap. 3.3.1 aufgeführten Rand- und Übergangsbedingungen jederzeit in die Berechnungen mit einbezogen werden können.

## 7.2 Berechnungsbeispiel KKM M 70 F

Ein "Vorläufer" des KKM M 950/4 war der von der Firma Daimler Benz konstruierte KKM mit der Kurzbezeichnung M 70 F. Aus dem Forschungsprogramm /30/ wurden die in AH 7.3 und 7.5 gezeigten Messungen des Druckverlaufs im Ansaug- und Abgasrohr entnommen. Die Berechnung erfolgte ohne die im Versuch /30/ angeschlossenen Schalldämpfer; die sich so ergebende Rohranordnung mit Lage der Meßstellen zeigt AH 7.1, Rohranordnung 1. Es lagen nur Messungen für die Meßstellen 2 und 3 vor; die Lagen der Meßstellen 1 und 4 wurden so gewählt, AH 7.4 und 7.6, daß vor- und rücklaufende Wellen im Druck- und Geschwindigkeitsverlauf deutlich zu erkennen sind.

Die gegenüber dem KKM 950/4 geänderten Daten sind:

|                                                |                                                 |
|------------------------------------------------|-------------------------------------------------|
| Kammerhubvolumen:                              | $V = 702 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$             |
| Kompressionsvolumen:                           | $V_c = 88 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$            |
| Exzentrizität:                                 | $e = 17 \cdot 10^{-3} \text{ m}$                |
| Kolbenbreite:                                  | $b = 67 \cdot 10^{-3} \text{ m}$                |
| erzeugender Radius:                            | $R = 117 \cdot 10^{-3} \text{ m}$               |
| Drehzahl:                                      | $n = 50 \text{ s}^{-1} (3000 \text{ min}^{-1})$ |
| Verlauf der Manteltemperatur nach AH 7.2 /30/. |                                                 |

Die Steuerzeiten des Auslaßkanals waren bis auf  $2^\circ$  EW gleich, die des Einlaßkanals differierten um  $15^\circ$  EW. Da der Vergleich von Messung und Rechnung aus obengenannten Gründen nur qualitativ sein kann, wurden wegen der zur Verfügung stehenden effektiven Durchflußquerschnitte die Steuerzeiten des KKM M 950/4 beibehalten.

Bei gleichen Auslaßrohrquerschnitten war der Querschnitt des Einlaßkanals am KKM M 70 F um den Faktor 9.1 /14.5 kleiner, und es erfolgte eine dem Faktor entsprechende

Änderung der effektiven Durchflußquerschnitte.

### 7.2.1 Diskussion der Druck- und Geschwindigkeitsverläufe

#### a) Ansaugseite:

Zu Beginn der gezeigten Kurven befindet sich die für das Strömungsgeschehen im Einlaßkanal maßgebliche Kammer II in der Ansaugstellung nach Bild 4.6.1

Meßstelle 2, AH 7.3:

Die ansaugende Kammer II erzeugt eine Unterdruckwelle (1) mit dem zugehörigen Geschwindigkeitsverlauf (2). Bei "AÖ" für die nacheilende Kammer III tritt eine Kurzschlußströmung im Abgaskanal (Strömungsfall 3, vgl. Kap. 7.6.2) auf, die sich auf der Ansaugseite durch Druckerhöhung (3) und Geschwindigkeitsverminderung (4) deutlich bemerkbar macht.

Ab "EÖ" für die nacheilende Kammer (Bild 4.6.4) wird durch die unter Überdruck stehende Kammer III der Ansaugvorgang abgebremst (5), (6) und nach "ES" (für die voreilende Kammer) Abgas in den Ansaugkanal gedrückt (7), (8). Durch die im Abgasrohr erzeugte Saugwelle (vgl. M 3 und M 4) entsteht in der Kammer III bereits ein Unterdruck, der sich auch auf der Ansaugseite auswirkt (9), (10).

Meßstelle 1, AH 7.4:

Da es sich um ein sehr langes Saugrohr handelt, vgl. AH 7.1, treten Saug- und Geschwindigkeitswelle (1), (2)

relativ spät auf. Aus dem abgeflachten Druckverlauf (3) und der erhöhten Gasgeschwindigkeit (4) sind die Dämpfungseigenschaften eines derartig langen Saugrohres erkennbar.

b) Abgasseite

Die für das Strömungsgeschehen im Abgasrohr maßgebliche, expandierende Kammer ist K III, vgl. Bild 4.7.1 und Bild 4.7.2

Meßstelle 3, AH 7.5:

Der von der voreilenden, ansaugenden Kammer bedingten kleinen Ansaugwelle (1) folgt bei "AÖ" eine starke, durch die Gasenthalpie bedingte Auslaßwelle (2), (3). Der schnell abfallende Druck (4) wird durch die verdrängende Wirkung des Kolbens wieder erhöht (5) und gleichzeitig von der am Rohrende des Auslaßkanals als Saugwelle reflektierten Unterdruckwelle (vgl. Meßstelle 4) überlagert. Die Saugwelle bewirkt eine stark ansteigende Gasgeschwindigkeit (7). Die Saugwelle ist relativ kurz (7) - (8), und somit bleibt nur der vom Kolben erzeugte Druckverlauf (9) mit der entsprechenden Geschwindigkeit (10). Die vom Kolben verursachte zweite Druckwelle (4) wird am Rohrende ebenfalls als Saugwelle reflektiert und erzeugt den Unterdruck (11) mit der negativen Geschwindigkeit (12).

Meßstelle 4, AH 7.6:

Die Vorlaßwelle hat sich zum Stoß aufgeteilt (1) und (2). Der abklingende Druck- und Geschwindigkeitsverlauf wird, da die Meßstelle nahe am Rohrende liegt, bereits bei (3) und (4) von der vom Rohrende reflektierten Saugwelle überlagert; die folgende Druckwelle (5) und die

erhöhte Geschwindigkeit (6) sind wieder auf die Verdrängerwirkung des Kolbens zurückzuführen, vgl. Meßstelle 1.

### 7.2.2 Vergleich von Messung und Rechnung

Die in den Diagrammen AH 7.3 und 7.5 gestrichelt eingezeichneten Messungen wurden der Literatur /30/ (s.o.) entnommen. Die Rechnung erfolgte unter den oben eingehend beschriebenen Voraussetzungen.

Die qualitative Übereinstimmung der berechneten und gemessenen Druckverläufe bestätigt die Leistungsfähigkeit des erstellten Rechnerprogramms.

### 7.3 Berechnungsbeispiel KKM M 950/4 (Einscheibenmodell)

Trotz veränderter Rohranordnung (vgl. AH 7.1), erhöhter Drehzahl und veränderten Motorarten zeigen die Druck- und Geschwindigkeitskurven einen ähnlichen Verlauf wie das Berechnungsbeispiel "KKM M 70 F", Kap. 7.2. Aus diesem Grunde wird die gleiche Kennzeichnung der Merkmale übernommen und neben den im folgenden aufgeführten Erläuterungen auf die Diskussion in Kap. 7.2 verwiesen.

Meßstelle 2; AH 7.7:

Wegen des kurzen Ansaugrohres trifft an der Stelle 11 die vom offenen Rohrende (von der vorlaufenden Saugwelle erzeugte) reflektierte Druckwelle ein; Das Druckniveau liegt ab diesem Zeitpunkt um den Betrag der Druckamplitude höher. Die Geschwindigkeit ist vor Eintreffen der Druckwelle (12) größer als im vorigen Beispiel, wird aber nicht durch den reflektierten Anteil voll abgebaut; die Haupt-

ursache für das Absinken auf Nullniveau (13) bleibt der aus der nacheilenden Kammer austretende Druckstoß (5).

Meßstelle 1, AH 7.8:

(1) und (2) entfällt, vgl. letztes Beispiel.  
Da diese Meßstelle kurz vor dem Rohrende liegt, treffen die Reflexionen (5), (6) entsprechend eher ein, vgl. Meßstelle 1. Die vom Strömungsgeschehen im Einlaßkanal bewirkte Druckerhöhung (7) und entsprechende Geschwindigkeitsabsenkung (8) beginnt rein zufällig bei "ES" (für die vor-eilende Kammer) vgl. Meßstelle 2.

Meßstelle 3, AH 7.9:

Ähnlich wie im Einlaßkanal treffen auch hier die Reflexionen vom offenen Rohrende eher ein, so daß die Kurven zum Teil flacher verlaufen. Ansonsten ist die Diskussion identisch mit Beispiel 1, Meßstelle 3, AH 7.5.

Meßstelle 4, AH 7.10:

Die Lage der Meßstelle bewirkt, daß im Druckverlauf die vorlaufende Welle gleich von der reflektierten Welle überlagert wird. Außer dem deutlichen Stoß der ersten Auslaßwelle bewegt sich der Druckverlauf in Höhe des Umgebungsdruckes; ansonsten vgl. Beispiel 1.

#### 7.4 Berechnungsbeispiel Einscheiben-KKM mit Seiteneinlaß

Die gewählte Rohranordnung 3, AH 7.1, entspricht hinsichtlich der Rohrlängen der Anordnung 2, so daß ein Vergleich der berechneten Druck- und Geschwindigkeitsverläufe, AH 7.11, mit dem Rechenbeispiel 2, AH 7.7, möglich ist.

Wegen der fehlenden Daten eines KKM mit Seiteneinlaß wurden die Daten des KKM 950/4 beibehalten. Die verwendeten effektiven Durchflußquerschnitte, vgl. AH 6.12 und Bild 4.5, entsprechen dem KKM mit Umfangseinlaß, werden aber wegen der Aufteilung auf zwei Einlaßrohre jeweils nur zu 50 % ihrer Größe in die Berechnung eingesetzt; die Steuerzeit "EÖ" für die nacheilende Kammer wurde so gelegt, daß sie mit "ES" der voreilenden Kammer zusammenfällt, vgl. AH 7.11.

An den symmetrisch angeordneten Meßstellen der Ansaugseite zeigte sich der gleiche Kurvenverlauf, so daß der Darstellung der berechneten Kurven an einer Meßstelle ausreicht. Die Abweichungen der Kurven auf der Abgasseite waren geringfügig gegenüber dem in AH 7.9 und 7.10 dargestellten Beispiel, so daß auf eine gesonderte Darstellung verzichtet werden kann.

Die Diskussion der dargestellten Kurven wurde im wesentlichen im Berechnungsbeispiel 2 durchgeführt; durch die Aufteilung der Massenströme auf zwei Rohre gleichen Durchmessers wie Beispiel 2 ergeben sich naturgemäß niedrigere Strömungsgeschwindigkeiten und niedrigere Druckamplituden als an der vergleichbaren Stelle des KKM mit Umfangseinlaß, AH 7.7

Abweichend von Beispiel 2 ist im Bereich "EÖ" bis "ES" festzustellen, daß sich vor den schließenden Einlaßkanälen offensichtlich ein Druck aufbaut (1) während die Gasgeschwindigkeit kontinuierlich weiter abnimmt (2). Durch die gewählten Steuerzeiten bleibt eine Druckerhöhung (3), hervorgerufen durch die nacheilende Kammer, mit einer Umkehr der Gasgeschwindigkeit (4) erhalten.

#### 7.5 Berechnungsbeispiel KKM M 950/4, Zweischeibenmodell

Für die Berechnung des Zweischeibenmodells wurde die Rohr-anordnung 4, AH 7.1 gewählt. Die Durchflußzahlen für die auf der Ansaug- und Abgasseite gleiche Hosenrohrverzweigung wurden der Literatur /42/ entnommen.

Um einen möglichst kontinuierlichen Drehmomentenverlauf an der Abtriebswelle zu erhalten und die Unwucht der umlaufenden Massen auszugleichen, laufen die scheibenförmigen Kolben von Mehrscheiben-KKM versetzt um einen der Anzahl der Kolben entsprechenden Winkel  $\Delta\varphi$  der Exzenterwelle. Bei dem hier berechneten Zweischeiben-KKM beträgt dieser Winkel  $180^\circ$  EW (variabel programmiert), Bild 7.1.

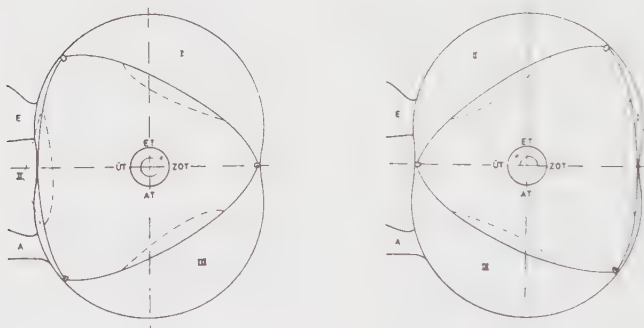


Bild 7.1 Um  $180^\circ$  EW versetzte Kolben eines Zweischeiben-KKM

#### 7.1.1 KKM 1

#### 7.2.2 KKM 2

Die Stellung der Kolben nach Bild 7.1 entspricht dem Rechenbeginn des Berechnungsbeispiels. Die Anfangswerte des Kolbens 1 (KKM 1) entsprechen den Angaben unter Kap. 7.1. Die vorgegebenen Gaszustandswerte in den Kammern des (rein rechnerisch) vorlaufenden KKM 2 sind:

|      | $P_K / (10^5 \text{ N/m}^2)$ | $T_K / \text{K}$ | $r$ |
|------|------------------------------|------------------|-----|
| KI   | 23,8                         | 800              | 0,8 |
| KII  | 0,95                         | 600              | 1,0 |
| KIII | 0,95                         | 1200             | 0,2 |

### Diskussion der Rechenergebnisse:

Zum besseren Vergleich des Strömungsgeschehens werden die Meßstellen 1 und 2 sowie die Meßstellen 3 und 4 in einem Diagramm zusammengestellt, vgl. AH 7.12 und AH 7.13. Wegen der höheren Druck- und Geschwindigkeitsamplituden sind die Wellenüberlagerungen in den Abgasrohren deutlicher erkennbar und werden deshalb zuerst diskutiert.

Meßstelle 3 und 4, AH 7.12; vgl. auch AH 7.1:

Der KKM 1 erzeugt nach "AÖ<sub>1</sub>" den bekannten (vgl. AH 7.5 und AH 7.9) Druck- und Geschwindigkeitsanstieg (1), (2). Der um 180° EW versetzte KKM 2 erzeugt durch die Verdrängerwirkung des Kolbens die ebenfalls bekannte Druck- und Geschwindigkeitswelle (3), (4), (5).

Die Rohrverzweigung (RV), deren Strömungsverhalten im einzelnen nicht diskutiert wird, stellt die Verbindung der Auslaßrohre mit dem gemeinsamen Auspuffrohr her. Über diese Rohrverzweigung treffen entsprechend der Wellenlaufzeit (kurz  $t_{RV}$ ) die erzeugten Druckwellen (1) (3) im Rohr des parallel laufenden KKM ein (6), (7).

Beim KKM 2 bewirkt der vom KKM 1 ankommende steile Druckanstieg eine entsprechende Überlagerung (8) mit einer sofortigen Geschwindigkeitsverminderung (9) des Auslaßvorganges. Entsprechend des flacheren Druckanstieges (3) wird beim KKM 1 der Geschwindigkeitsgradient (2) zunächst vermindert und dann umgekehrt (10).

Bei Rechenbeginn erzeugten beide KKM jeweils eine Druckwelle, die inzwischen (mit zwei verschobenen Maxima) zum offenen Rohrende gelangt war und als reflektierte Saugwelle (13) gleichzeitig an den Meßstellen 3 und 4 eintrifft (11) (12), (Laufzeit zum Rohrende und zurück, kurz:  $t_{RE}$ ). Die Gasgeschwindigkeit bei M 4 wird erhöht (14), während der

Geschwindigkeitsgradient bei M 3 deutlich abflacht (15). Obwohl KKM 1 sich in der Ausstoßphase befindet, wird Abgas in die ausstoßende Kammer zurückgedrängt (16). Aufgrund der zwei vorgelaufenen Druckmaxima beginnt nach  $t_{RE}$  an den Stellen (18) und im Druckanstieg des KKM 1 (19) die zweite Saugphase. Während sich diese beim vorher "abgebremsten" KKM 1 in einer starken Geschwindigkeits-erhöhung (20) und, - wegen des Ausstoßvorganges-, in einer relativ geringen Druckminderung (21) auswirkt, ist zur Beurteilung von Druck und Geschwindigkeitsverlauf am KKM 2 zu berücksichtigen, daß der Kolben des KKM 2 bei  $180^\circ$  EW inzwischen in die Ausgangsstellung des KKM 1, vgl. Bild 7.1 gelangt ist und ähnliche Reflexionsbedingungen wie am geschlossenen Rohrende vorliegen, vgl. Kap. 7.1. Die Intensität der Reflexion hängt vom Durchflußverhalten des Auslaßkanals ab und ist größenordnungsgemäß wegen der kontinuierlichen Änderung von effektivem Querschnitt, Gaszustand in der Kammer sowie durch Überlagerungen von vor- und rücklaufenden Wellenanteilen in dieser Darstellung nicht mehr zu übersehen, vgl. M1 und M2, AH 7.13.

Ab dieser Stelle (im Bereich von  $180^\circ$  EW) kann im folgenden deswegen nur das weitere Wechselspiel der Wellen in Abhängigkeit der Laufzeiten  $t_{RV}$  und  $t_{RE}$  diskutiert werden: Durch die Saugwelle (22) wird der Geschwindigkeitsgradient (23) der ausstoßenden Kammer des KKM 2 verändert. Nach der Zeit  $t_{RV}$  trifft die vom KKM 1 verursachte zweite Druckwelle (19) ein und bewirkt den Druckanstieg (24) an der Meßstelle 4 mit gleichzeitigem Geschwindigkeitsabfall (25), der bis zu einer kurzzeitigen Geschwindigkeitsumkehr (26) reicht.

Die weiteren Kurvenverläufe werden primär vom KKM 1 bestimmt, da sich KKM 2 noch in der Überströmphase befindet und keine nennenswerten Druck- oder Saugwellen auslösen kann. Somit ist die Druck- (27) und Geschwindigkeitsverringerung (28) bei M 3 auf die nachlassende Verdrängerwirkung des Kolbens vom KKM 1 zurückzuführen. Der Abfall der Gasgeschwindigkeit (30), (31) und der Druckanstieg (29) beruht offensichtlich auf dem nach  $t_{RE}$  von dem saugenden Wellenanteil (22), (24) reflektierten Druckanteil. Bei M 4 wird der Druck nochmals erhöht und der Geschwindigkeitsverlauf abgeflacht (33). Die bis hierher aufgetretenen instationären Überlagerungen haben bei "AÜ<sub>2</sub>" einen derartigen Druck aufgebaut, daß die nacheilende Kammer erst bei (34) merklich mit dem Ausstoßvorgang beginnt. Bei M 3 ist nach  $t_{RE}$  an der Stelle (36) die von (35) herrührende Saugwelle eingetroffen; der Druckabfall (37) an der Meßstelle 3 ist nach  $t_{RV}$  vom Druckberg der Stelle (32) abzuleiten. Das hohe Druckniveau an der Meßstelle 3 wird nach  $t_{RE}$  (reflektierte Saugwelle) rasch abgebaut. Die jetzt wieder in der Überströmphase befindliche Kammer erlaubt wegen ihrer Wirkung "geschlossenes Rohrende" keinen Geschwindigkeitsanstieg (39).

Betrachtet man das dargestellte Berechnungsergebnis insgesamt, so ist insbesondere festzustellen, daß sich, ersichtlich an den zugehörigen Öffnungszeiten der Auslaßkanäle, die Auslaßvorgänge beider KKM bei der gewählten Rohranordnung gegenseitig sehr stark behindern.

Meßstelle 1 und 2, vgl. AH 7.13 und AH 7.1:

Wegen der geringeren Amplituden sind die Wellenüberlagerungen, die im Rohrsystem der Ansaugseite auftreten, nicht mehr so deutlich erkennbar wie im Rohrsystem auf der Abgasseite. Hinzu kommt bei dem hier betrachteten Rechenbeispiel, daß vom KKM 2 (vgl. Bild 7.1) vom Rechenbeginn an keine derartig ausgeprägte Saugwelle wie vom KKM 1 erzeugt wird. Aus diesen Gründen können nur die wesentlichen Merkmale der berechneten Druck- und Geschwindigkeitsverläufe an den Meßstellen M 1 und M 2 herausgestellt werden:

Die von beiden KKM gleichzeitig erzeugten Saugwellen (1), (2) mit dem zugehörigen Geschwindigkeitsanstieg (3), (4) treffen über die Rohrverzweigung, deren Durchflußverhalten in der Diskussion wiederum unberücksichtigt bleibt, an den Stellen (5) bzw. (6) an der jeweils anderen Meßstelle ein und beeinflussen den Ansaugvorgang des einzelnen KKM in der Weise, daß am KKM 2 das aus Beispiel 2 bekannte Strömungsgeschehen auf der Einlaßseite (vgl. AH 7.7) nahezu völlig unterdrückt wird (7); der Ansaugvorgang am KKM 1 wird merklich gehemmt (8). Im Bereich am "ES<sub>2</sub>" trifft die erste Reflexion der erzeugten Saugwellen vom offenen Rohrende ein. Für den weiteren Verlauf der Kurven ist zu beachten, daß in diesem Bereich folgende Einflußgrößen zusammen treffen, die nicht mehr im einzelnen voneinander zu trennen sind:

1. Saugwelle über die Rohrverzweigung vom jeweils anderen KKM
2. Reflexionswelle vom Rohrende
3. Einfluß von der Abgasseite und des Kammervolumens des KKM 2, der sich in dem Bereich "Überströmen" befindet
4. Intensität der Saugwelle von KKM 1

5. Teilreflexionen von beiden KKM sowie der Rohrverzweigung
6. Restschwingungen aus dem vorhergehenden Strömungsgeschehen.

Unter den aufgezeigten Voraussetzungen können für den restlichen Verlauf der Kurven nur folgende Aussagen gemacht werden:

Ab den Stellen (9) und (10) erscheint in modifizierter Form das von Beispiel 2 (vgl. AH 7.7) bei "EÖ" (M1) bekannte Strömungsgeschehen. Der Druckanstieg von (10) trifft offensichtlich über die Rohrverzweigung beim KKM 2 an der Stelle 11 ein und behindert den Einlaßvorgang (12). Die gezeigten Kurven werden in diesem Bereich von dem am offenen Rohrende als Druck reflektierten Ansaugvorgang überlagert.

## 7.6 Massenströme am Einscheiben-KKM mit Umfangseinlaß

### 7.6.1 Einlaßkanal

Der in AH 7.15 gezeigte Gesamtmassenstrom über  $360^{\circ}$  EW ist in Verbindung mit dem Geschwindigkeitsverlauf der Meßstelle 2, AH 7.8 zu beurteilen. Da im Einlaßkanal die Dichte des Gases relativ konstant ist, ist der Kurvenverlauf unter Berücksichtigung der verschiedenen Maßstäbe als deckungsgleich zu bezeichnen. Die geringe Verschiebung der Kurven, bei "EÖ" erkennbar, ist auf die Lage der Meßstelle zurückzuführen. Die noch unter Überdruck stehende, nacheilende Kammer bremst den Massenstrom stark ab, so daß im Bereich der Verzweigungsströmungen (EÖ bis ES) nur noch wenig Frischgas in die voreilende Kammer gelangt; Der Bereich "EÖ" bis "ES" wurde für die Massenströme der vor- und nacheilenden Kammer in AH 7.16 gesondert gezeichnet. Bei der gewählten

relativ hohen Drehzahl ( $100 \text{ s}^{-1}$ ) des Motors tritt nur der Strömungsfall 6 auf, vgl. 7.16, d.h., daß der gesamte im unteren Teil des Diagramms eingetragene Massenstrom als Kurzschlußstrom (Abgas) in die voreilende Kammer gelangt. Um ein völlig anderes Strömungsverhalten nachzuweisen, wurde der gleiche Rechenmotor mit einer niedrigeren Drehzahl ( $25 \text{ s}^{-1}$ ) gefahren. Durch den langsameren Lauf ist der Druck in der expandierenden Kammer infolge der instationären Gasbewegungen im Abgasrohr auf das Druckniveau der Einlaßseite gesunken und es treten im Wechselspiel der Strömungsfälle im Überschneidungsbereich die für  $n = 25 \text{ s}^{-1}$  aufgezeigten Massenströme auf (voreilende Kammer oberes, nach-eilende Kammer unteres Diagramm AH 7.16). Die Addition der Mengenströme ergibt den an dieser Stelle nicht gezeigten Massenstrom im Einlaßkanal.

#### 7.6.2 Auslaßkanal

Der gesamte, durch den Auslaßkanal fließende Massenstrom, AH 7.14, entspricht dem Verlauf der Geschwindigkeitskurve an der Meßstelle 3, AH 7.9. Da der Massenstrom aus der Kammer fließt, ist er negativ, also spiegelbildlich zu dem der Grundströmungsrichtung entsprechenden Geschwindigkeitskurve gezeichnet. Der Druck des strömenden Gases liegt im betrachteten Bereich auf etwa gleichem Niveau, so daß keine großen Dichteänderungen des ausströmenden Gases zu verzeichnen sind. Entsprechend sind auch keine größeren Abweichungen im Verlauf der beiden Kurven erkennbar. Der getrennt betrachtete Bereich zwischen "AÖ" und "AS" zeigt im oberen Diagramm AH 7.18 den Massenstrom für die voreilende (ansaugende), und im unteren Diagramm den Massenstrom für die nacheilende (ausstoßende) Kammer. Im Bereich von "AÖ" bis etwa  $38^\circ$  EW zeigt sich der auch bei anderen Berechnungsbeispielen in größeren oder kleineren Winkelbereichen auftretende Strömungsfall 5.

Da der Druck sowohl in der expandierenden Kammer als auch im Auslaßkanal, vgl. Meßstelle 3, AH 7.9, höher ist als der Druck in der ansaugenden Kammer, kann es sich nur um den in Kap. 4.4.2 (Bild 4.22) aufgeführten Strahleffekt handeln. Durch die quantitative Angabe der Massenströme steht somit eine zusätzliche Grundlage für die Beurteilung der Abgasbildung eines KKM zur Verfügung.

#### d. Zusammenfassung

Aufbauend auf ein für Viertakt-Hubkolbenmotoren zugeschnittenes Programmsystem wurde ein Rechnerprogramm entwickelt, welches die Berechnung des Ladungswechsels von Mehrscheibenkreiskolbenmotoren unter Berücksichtigung der stationären Strömungsvorgänge in den angeschlossenen Rohrsystemen ermöglicht; besondere Bedeutung wurde den Verzweigungsströmungen in den Steuerquerschnitten beigegeben, da diese bei einem KKM mit Umfangseinlaß (unter Einschluß des Auslaßkanals) während ca. 25 % der gesamten Ladungswechselzeit auftreten. Die ausführliche Behandlung dieser motorintern auftretenden Verzweigungsströmungen liefert quantitative Aussagen über Massenströme, deren Existenz aufgrund strömungstechnischer Überlegungen bisher zwar angenommen wurde, aber nicht nachgewiesen werden konnte.

Die Leistungsfähigkeit des Programmsystems wurde durch Massenstromanalysen, durch Vergleich von gemessenen und berechneten Druckverläufen im Ansaug- und Abgasrohr eines KKM mit Umfangseinlaß, und durch die Berechnung von stationären Druck- und Geschwindigkeitsverläufen in den Rohrsystemen folgender KKM nachgewiesen:

1. KKM mit Umfangseinlaß
2. KKM mit Seiteneinlaß
3. Zweischeiben-KKM mit Umfangseinlaß.

Die allen Rechnungen zugrunde liegenden Strömungsverlustbeiwerte wurden am KKM M 950/4 der Fa. Daimler-Benz ermittelt und in ausführlichen Diagrammen dargestellt. Soweit es die Verzweigungsströmungen betrifft, sind die Ergebnisse auf andere KKM übertragbar.

9. Literaturverzeichnis

- /1/ Hartmann, Progress of Rotary Engines, Type  
NSU/Wankel, Vortrag anlässlich des 2. NATO/CCMS-  
Symposiums, Nov. 1974
- /2/ Muroki, T. Hiroshima  
Das Abgasverhalten der Kreiskolbenmotoren und  
Maßnahmen gegen die Luftverunreinigung,  
MTZ 33 (1972)
- /3/ Zur Entwicklung des Zweischeiben-NSU-Wankel-  
motors im RO 80, Aufsatz MTZ 33 (1972)
- /4/ Basshuysen /Hornfeck, Abgasentgiftung des RO-80-  
Kreiskolbenmotors durch thermische Nachver-  
brennung, ATZ 1971 Nr. 6
- /5/ Wilmers, G., Berechnung der gaseitigen Vorgänge  
im Kreiskolbenmotor System NSU-Wankel  
Dissertation Universität Stuttgart 1971
- /6/ Baier, O., Froede, W., Huber, E.W., Schmidt, E.,  
Dreh- und Kreiskolbenmaschinen als Verbrennungs-  
motoren  
VDI-Bericht Nr. 45 (1960) S. 1 - 47
- /7/ Ansdale, R.F., Der Wankelmotor  
Stuttgart 1971 (englische Originalausgabe 1968)
- /8/ Huber, E.W., Benennung der Teile von Kreiskolben-  
motoren System NSU-Wankel  
MTZ 27 (1966) S. 501 - 503
- /9/ Wankel, F., Einteilung der Rotationskolben-  
maschinen  
Stuttgart 1963
- /10/ Bensinger, W.D., Rotationskolben-Verbrennungs-  
motoren  
Berlin/Heidelberg/New York 1973

- /11/ Kühner, H., Das Arbeitsvolumen innenachsiger Trochoidenmaschinen  
MTZ 25 (1964) S. 95 - 96
- /12/ Seifert, H.:  
Instationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen  
an Verbrennungskraftmaschinen  
Springer-Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg (1962)
- /13/ Seifert, H., u.a.: Die Berechnung instationärer Strömungsvorgänge in den Rohrleitungssystemen von Mehrzylindermotoren  
MTZ 74 (1972) 11, S. 421 - 428
- /14/ Jenny, E.: Berechnungen und Modellversuche über Druckwellen großer Amplituden in Auspuffleitungen  
Diss. ETH Zürich (1949)
- /15/ Seifert, H.: Die Analyse instationärer Strömungsvorgänge in Ansaugleitungen an Mehrzylinder-Vergasermotoren  
Fisita-Kongreß, Mai 1976, Tokio  
MTZ 39 (1978)
- /16/ Seifert, H.: Early Experience with a Mathematical Model of Internal Combustion Engine Process Simulation.  
6. International Colloquium on Gasdynamics of Explosions and Reactive Systems, Stockholm, 1977
- /17/ Stromberg, H.J.: Ein Programmsystem zur Berechnung von Verbrennungsmotor-Kreisprozessen mit Berücksichtigung der instationären Strömungsvorgänge in den realen Rohrleitungssystemen von Mehrzylinder-Verbrennungsmotoren.  
Diss. Ruhr-Universität Bochum (1977)
- /18/ Peters, A.: Analyse instationärer Strömungsvorgänge beim Ladungswechsel eines Mehrzylinder-Ottomotors und eines aufgeladenen Dieselmotors  
Diss. Ruhr-Universität Bochum (1978)

- /19/ Kolloquium: Der heutige Stand der Berechnungsmethoden zum Arbeitsverfahren des Verbrennungsmotors.  
FVV-Heft R 256 (1974)
- /20/ Görg, K.A., Heine, P., Peters, A., Stark, W., Stromberg, H.J., Uckelmann, H.: Programmsystem PROMO: Allgemeine Einführung und Darstellung der erzielten Ergebnisse.  
FVV-Forschungsbericht (1977), Heft 238-1
- /21/ Heine, P., Peters, A., Stromberg, H.J., Uckelmann, H.: Programmsystem PROMO: Benutzeranleitung.  
FVV-Forschungsbericht (1977), Heft 238-2
- /22/ Heine, P., Peters, A., Stromberg, H.J., Uckelmann, H.: Programmsystem PROMO: Modulbeschreibungen.  
FVV-Forschungsbericht (1977), Heft 238-3
- /23/ Kruse, F., Görg, K.A., Stark, W.: Programmsystem PROMO: Verfahren zur Berechnung der instationären Rohrströmung  
FVV-Forschungsbericht (1977), Heft 238-4
- /24/ Heine, P., Peters, A., Stromberg, H.J., Uckelmann, H.: Programmsystem PROMO: Grundlagen zur Berechnung der Rand- und Übergangsbedingungen  
FVV-Forschungsbericht (1977), Heft 238-5
- /25/ Görg, K.A., Stark, W., Wojcieszynski, R.: Programmsystem PROMO: Verfahren zur Berechnung der Übergangsbedingung 'Rohrverzweigung', 'Blende im Rohr' und der Randbedingung 'Blende am Rohrende'.  
FVV-Forschungsbericht (1977), Heft 238-6
- /26/ Kattentidt, R.: Beitrag zur programmierten Berechnung des Ladungswechsel im Verbrennungsmotor und der reibungsbehafteten Strömung in den Rohrleitungen nach dem Charakteristikenverfahren.  
Diss. Universität Stuttgart (1973)

- /27/ Bericht IMH 264/25, München  
Niederdruckindizierung am KKM 250, 1964
- /28/ Bericht IMH 398/1, München  
Niederdruckindizierung am DB-Motor M70F, 1965
- /29/ Bericht IMH 398/3, München  
Untersuchung der Auspuffanlage zur Erzielung  
eines geglätteten Liefergradverlaufes am  
DB-Motor M70F, 1965
- /30/ Nichtveröffentlichte Berichte der Fa. Daimler  
Benz AG, Stuttgart
- /31/ Nicht veröffentlichte Berichte der Fa. AUDI NSU,  
Neckarsulm  
.T. erstellt durch IMH, München
- /32/ Sierens, R., Gasdynamische en thermodynamische  
Studie van een Wankelmotor, Rijksuniversiteit  
Gent,  
Dissertation 1975
- /33/ Froede, W. Auszüge aus neueren Entwicklungs-  
arbeiten am KKM, MTZ 24 (1963), Heft 4
- /34/ Pischinger, F., Vorlesungsumdruck, Verbrennungsmotoren,  
Aachen 1975
- /35/ Oswatitsch, K.: Gasdynamik  
Springer-Verlag, Wien (1977)
- /36/ Baehr, H.D., Thermodynamik  
Springer-Verlag, Berlin 1973
- /37/ Zierep, J.: Theoretische Gasdynamik  
Verlag G. Braun, Karlsruhe 1972
- /38/ Förster, K.: Instationäre Rohrströmungen mit  
großen Querschnittsänderungen (Behandlung nach dem  
Differenzenverfahren)  
ZaMP 21 (1970)
- /39/ Lax, O.D., Wendroff, B.: Difference Schemes for  
Hyperbolic Equations with High Order of Accuracy.  
Comm. Pure Appl. Math. 17 (1964)

- /40/ Lax, P.D.: Weak Solutions of Nonlinear Hyperbolic Equations and their Numerical Computation.  
Comm. Pure Appl. Math. 7 (1954)
- /41/ Mayr, B.: Beitrag zur Berechnung des Ladungswechsels an Verbrennungskraftmaschinen mit besonderer Berücksichtigung der instationären Strömung in Rohrleitungen.  
Diss. TU Berlin (1969)
- /42/ Jacubzig, J.: Messung von Durchflußzahlen für die Übergangsbedingung Rohrverzweigung  
FVV-Forschungsbericht 160-9 (1976)
- /43/ Vibe, I.: Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren.  
VEB Verlag Technik Berlin 1970
- /44/ Lange, K.: Berechnung der Wärmefreisetzung im Verbrennungsmotor:  
MTZ 30 (1969) 5
- /45/ Jante, A.: Das Vibe-Brennengesetz , ein Fortschritt in der Thermodynamik der Kreisprozesse von Verbrennungsmotoren.  
Kraftfahrzeugtechnik 9 (1960), S. 340-346
- /46/ Woschni, G.: Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor  
MTZ 26 (1965) 4, S. 128 - 133
- /47/ Hadlatsch, P., Reibende Gasströmung durch Drosselstellen sowie Reflexion anbrandender Druckwellen mit großen Amplituden  
Z.VDI Bd. 95 (1953) S. 503- 510 und 706 - 711
- /48/ Zeller, H., Beitrag zur stationären und nichtstationären Gasströmung mit Reibung und Wärmeleitung insbesondere in Rohren mit unstetigen Querschnittsänderungen  
Forschungsberichte des Wirtschafts- und Verkehrsministeriums NRW Nr. 175, 1955

- /49/ Sillem, H.: Untersuchungen zur kompressiblen Gasströmung in Strahlapparaten mit konstantem Mischrohrquerschnitt  
VDI-Zeitschrift Reihe 7, Nr. 1, VDI-Verlag, Düsseldorf 1965
- /50/ Schroeder, H.J. und Bauer B.: Die Arbeitsgrößen der Strahlpumpe und des Strahlgebläses in Übersichtsdiagrammen  
VDI-Forschungsheft 513, VDI-Verlag, Düsseldorf 1966
- /51/ Flügel, G.: Berechnung von Strahlapparaten  
VDI-Forschungsheft 395, 2 Auflage,  
VDI-Verlag Düsseldorf 1951
- /52/ Bauer, B.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Strahlapparaten für kompressible Strömungsmittel (Strahlverdichter)  
VDI-Forschungsheft 514, VDI-Verlag Düsseldorf 1966
- /53/ Jacobzig, J.: Interner Institutsbericht
- /54/ Goerg, K.A., Interner Institutsbericht
- /55/ Hammerlin, G.: Numerische Methoden  
Mannheim, Zürich, Wien 1970
- /57/ Zurmühl, P.: Praktische Mathematik  
Springer Verlag, Berlin/Heidelberg/New York, 1965
- /58/ Dietrich, H.: Vergleich des Kreiskolbenmotors System NSU-Wankel mit dem Hubkolbenmotor  
Dissertation Dresden, 1970
- /59/ Quagiotti, V.: Thermodynamische Betrachtungen über den Wankelmotor EPI 2/3  
Il Calore 1966, H. 6, S. 232 - 243
- /60/ Zacharias, F.: Mollier-i-s-Diagramme für Verbrennungsgase in der Datenverarbeitung  
MTZ 31 (1970) 7, S. 296
- /61/ Justi, E.: Spezifische Wärme, Enthalpie, Entropie und Dissoziation technischer Gase  
Berlin 1938

- /62/ Scherenberg, V.: Beitrag zur Klärung der Gemisch-  
aufbereitung und Gemischverteilung an einem Wankel-  
motor 2:3 mit Fremdzündung  
Dissertation Stuttgart 1972
- /63/ Beitrag zur Klärung der Ladungswechselvorgänge  
und der Gemischbildung am Kreiskolbenmotor mit  
Hilfe von Hochgeschwindigkeitsfilmaufnahmen,  
der Wirkdruck-Meßmethode und der Gastemperatur-  
messung mittels Ultraschall  
Dissertation Stuttgart 1974
- /64/ Preß, H., Experimentelle Untersuchungen des Liefer-  
grades bei luft- und gemischgekühlten Wankelmotoren  
unter besonderer Berücksichtigung des Wärmeübergangs  
im Exzenterraum  
Dissertation Berlin, 1971
- /65/ König, H., Thermodynamische und reaktionskinetische  
Analyse der Verbrennung im Ottomotor  
Dissertation Braunschweig, 1972
- /66/ Vorberger, G., Verbrennungsablauf im gemischver-  
dichtenden, fremdgezündeten Wankelmotor  
Dissertation Stuttgart, 1973
- /67/ Bentele, M.: Curtiss-Wright's Entwicklungen  
an Rotationsverbrennungsmotoren  
MTZ 23 (1962) S. 326 - 328
- /68/ Froede, W.: Auszüge aus neueren Entwicklungsarbeiten  
am Kreiskolbenmotor Bauart NSU-Wankel  
MTZ 24 (1963) S. 113 - 123
- /69/ Lange, W., Woschni, G.:  
Thermodynamische Auswertung von Indikator-  
Diagrammen, elektronisch gerechnet  
MTZ 25 (1969) 7, S. 284 - 289

- /70/ Lanz, Untersuchungen am Behälter mit Impuls-  
durchtritt, IMH München 1975
- /71/ Woschni, G.: Elektronische Berechnung von Verbrennungs-  
motorkreisprozessen  
MTZ 26 (1965) 11, S. 439 - 466
- /72/ YIAN-NIAN-CHEN.: Druckwellenspülung bei Zweitakt-  
motoren  
Dissertation Zürich, 1953
- /73/ Kühner, H.: Versuche am Kreiskolbenmotor Ka 3:2  
MTZ 28 (1967) S. 210 - 217
- /74/ Hejj, E., Ein Beitrag zur Bestimmung der Wärme-  
und Lässigkeitsverluste im Kreiskolbenmotor  
Techn. Mitt. Krupp Forsch.-Ber., Bd. 26 (1968)  
S. 47 - 50
- /75/ Schulz, N.: Strömungsverluste in der Ladungs-  
wechselphase eines KKM  
Diplomarbeit, RUB-LMK, 1977
- /76/ Träummer, A.: Ein Vergleich der Energieverluste  
infolge Wärmeübergang und Gasbewegung in den  
Arbeitsräumen von Hub- und Kreiskolbenmotoren  
Diplomarbeit, RUB-LMK, 1977
- /77/ Meltz, P.: Untersuchung der Strömungsverhältnisse  
beim Auslaßvorgang eines KKM  
Diplomarbeit, RUB-LMK, 1977
- /78/ Korte, M.: Berechnung des Ladungswechsels im KKM,  
System Wankel  
Diplomarbeit, RUB-LMK, 1976
- /79/ Stephan, Ch.: Berechnung des Ladungswechsel im KKM,  
Integration in das Programmsystem "PROMO"  
Diplomarbeit, RUB-LMK, 1977
- /80/ Heitmann, J.: Berechnung der Hochdruckphase eines  
Kreiskolbenmotors  
Diplomarbeit, RUB-LMK, 1977
- /81/ Doll, K.: Die programmtechnische Analyse von  
Massenströmen innerhalb eines KKM  
Diplomarbeit, RUB-LMK, 1977

- /82/ List, H., Reyl, G.: Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine. Erster Teil: Die rechnerische Behandlung der instationären Vorgänge am Motor.  
Springer Verlag, Wien 1949
- /83/ Ryti, M.: Ein Rechenprogramm für den Ladungswechsel aufgeladener Dieselmotoren Brown Boverie Mitteilungen, Bd. 55 (1968) 8, S. 429-439
- /84/ Zinner, K.: Aufladung von Verbrennungsmotoren  
Springer Verlag, Berlin-Heidelberg-New York, 1975
- /85/ Pucher, H.: Vergleich der programmierten Ladungswechselberechnung für Viertaktdieselmotoren nach der Charakteristikentheorie und der Füll- und Entleermethode.  
Dissertation, TU Braunschweig (1975)
- /86/ de Haller, P.: Über eine graphische Methode in der Gasdynamik.  
Technische Rundschau Sulzer, Nr. 1 (1945)
- /87/ Courant, Friederichs, Lewy: Mathem. Annalen 100 (1928)

## 10. Anhangsverzeichnis

Anm.: Die erste Ziffer der Numerierung bezieht sich auf das jeweilige Kapitel

|          |                                                                                       |
|----------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| AH 4.1   | Wärmeübergang mit und ohne Segmentierung der Mantellauffläche                         |
| AH 5.1   | Ablaufdiagramm MGRENZ                                                                 |
| AH 5.2   | Ablaufdiagramm WADGS                                                                  |
| AH 5.3   | Ablaufdiagramm WAFP                                                                   |
| AH 6.1   | Schema des Gesamtversuchsstandes Durchfluszzahlen                                     |
| AH 6.2   | Schaltplan Versuchsstand Wankelmotor, Beispiel                                        |
| AH 6.3   | Versuchsaufbau "KKM"                                                                  |
| AH 6.3.1 | Ermittlung des Einlaß- und Auslaßsteuerquerschnittes am KKM                           |
| AH 6.4   | Druckmessung an der Kolbenflanke                                                      |
| AH 6.5   | Druckabhängigkeit im Einlaßkanal-Durchströmen                                         |
| AH 6.6   | Druckabhängigkeit Verzweigungsströmung im Auslaßkanal-Vereinigung                     |
| AH 6.7   | Druckabhängigkeit Verzweigungsströmung im Auslaßkanal-Trennung                        |
| AH 6.8   | Einlaßkanal-Durchströmen                                                              |
| AH 6.9   | Auslaßkanal-Durchströmen                                                              |
| AH 6.10  | Überströmquerschnitt-Durchströmen                                                     |
| AH 6.11  | Gesamtverlauf-Durchströmen                                                            |
| AH 6.12  | Strömungsquerschnitte für das Einkammermodell                                         |
| AH 6.13  | Eintragung der Meßpunkte bei Verzweigungsströmungen, Beispiel Trennung A nach E und K |

### Diagramme Verzweigungsströmungen:

|         |                                          |
|---------|------------------------------------------|
| AH 6.14 | Einlaßkanal, Trennung, E nach K und A    |
| AH 6.15 | Einlaßkanal, Trennung, K nach E und A    |
| AH 6.16 | Einlaßkanal, Trennung, A nach E und K    |
| AH 6.17 | Einlaßkanal, Vereinigung, K und A nach E |
| AH 6.18 | Einlaßkanal, Vereinigung, E und A nach K |

|         |                                            |
|---------|--------------------------------------------|
| AH 6.19 | Einlaßkanal, Vereinigung, E und K nach A   |
| AH 6.20 | Auslaßkanal, Trennung, K nach A und E      |
| AH 6.21 | Auslaßkanal, Trennung, A nach E und K      |
| AH 6.22 | Auslaßkanal, Trennung, E nach A und K      |
| AH 6.23 | Auslaßkanal, Vereinigung, A und K nach E   |
| AH 6.24 | Auslaßkanal, Vereinigung, E und K nach A   |
| AH 6.25 | Auslaßkanal, Vereinigung, A und E nach K   |
| AH 7.1  | Rohranordnungen der Berechnungsbeispiele   |
| AH 7.2  | Verlauf der Manteltemperatur am KKM M 70 F |

#### Berechnungsbeispiele:

##### 1. Beispiel, KKM M 70 F, Rohranordnung 1

|        |                                           |
|--------|-------------------------------------------|
| AH 7.3 | Meßstelle 2, Vergleich Messung - Rechnung |
| AH 7.4 | Meßstelle 1                               |
| AH 7.5 | Meßstelle 3, Vergleich Messung - Rechnung |
| AH 7.6 | Meßstelle 4                               |

##### 2. Beispiel, KKM M 950/4, Rohranordnung 2

|         |             |
|---------|-------------|
| AH 7.7  | Meßstelle 2 |
| AH 7.8  | Meßstelle 1 |
| AH 7.9  | Meßstelle 3 |
| AH 7.10 | Meßstelle 4 |

##### 3. Beispiel, KKM mit Seiteneinlaß, Rohranordnung 3

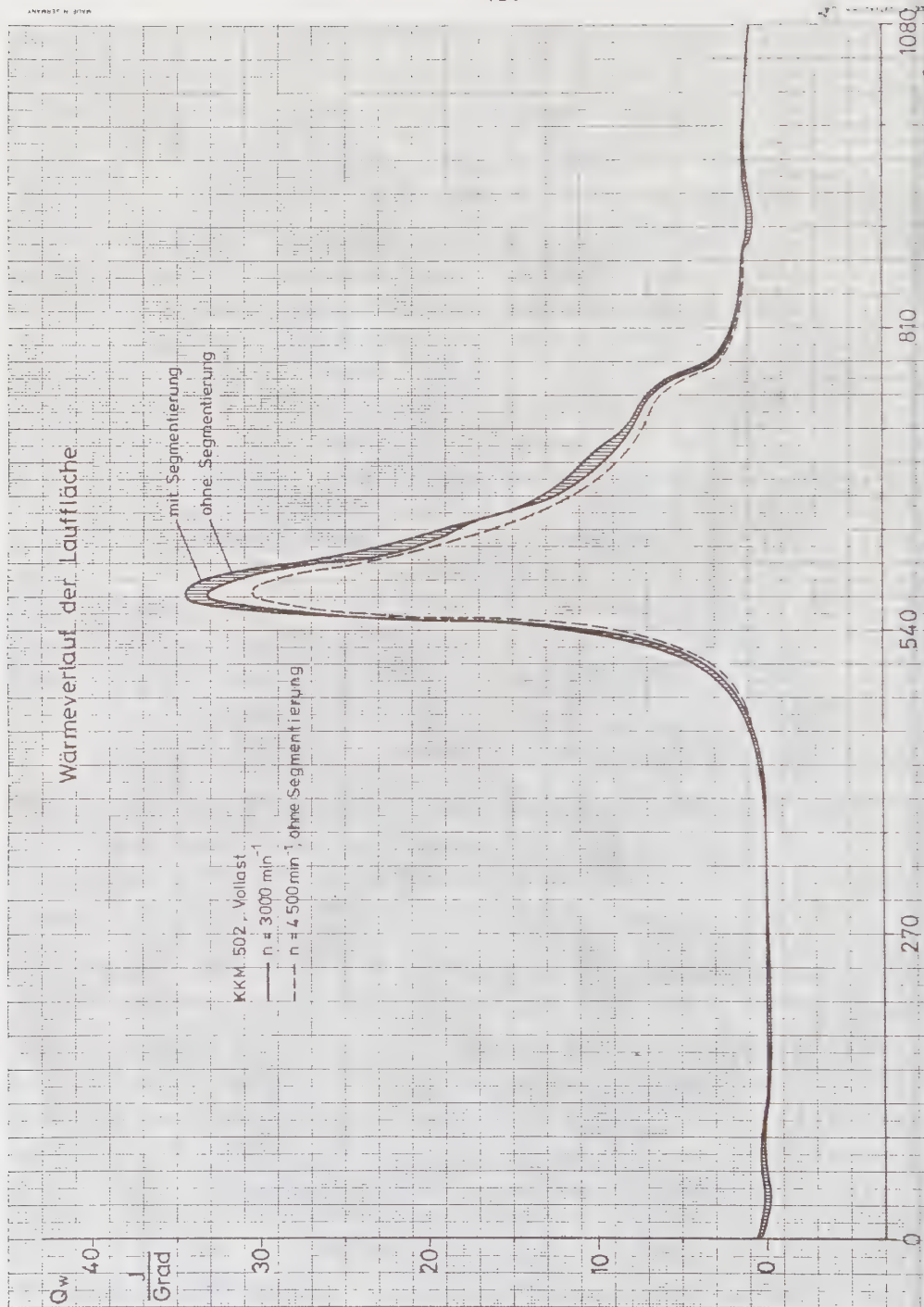
|         |                   |
|---------|-------------------|
| AH 7.11 | Meßstelle 1 und 2 |
|---------|-------------------|

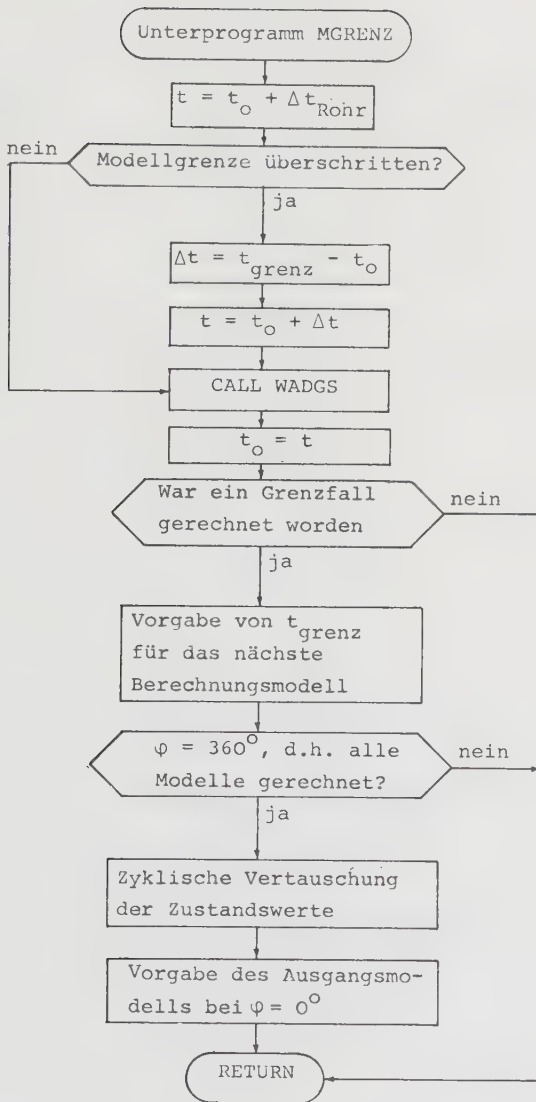
##### 4. Beispiel: Zweischeiben-KKM M 950/4, Rohranordnung 4

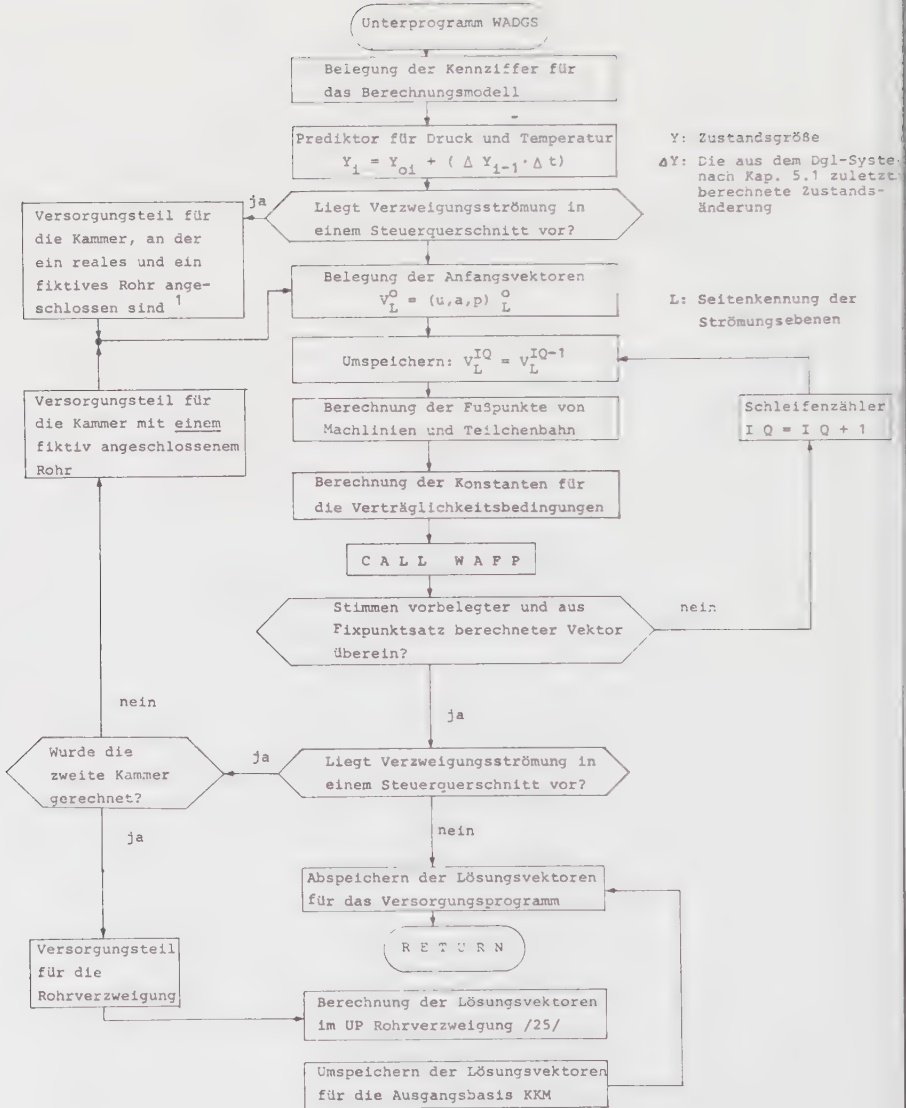
|         |                   |
|---------|-------------------|
| AH 7.12 | Meßstelle 3 und 4 |
| AH 7.13 | Meßstelle 1 und 2 |

##### 5. Beispiel: Berechnung der Massenströme am KKM M 950/4, Rohranordnung 2

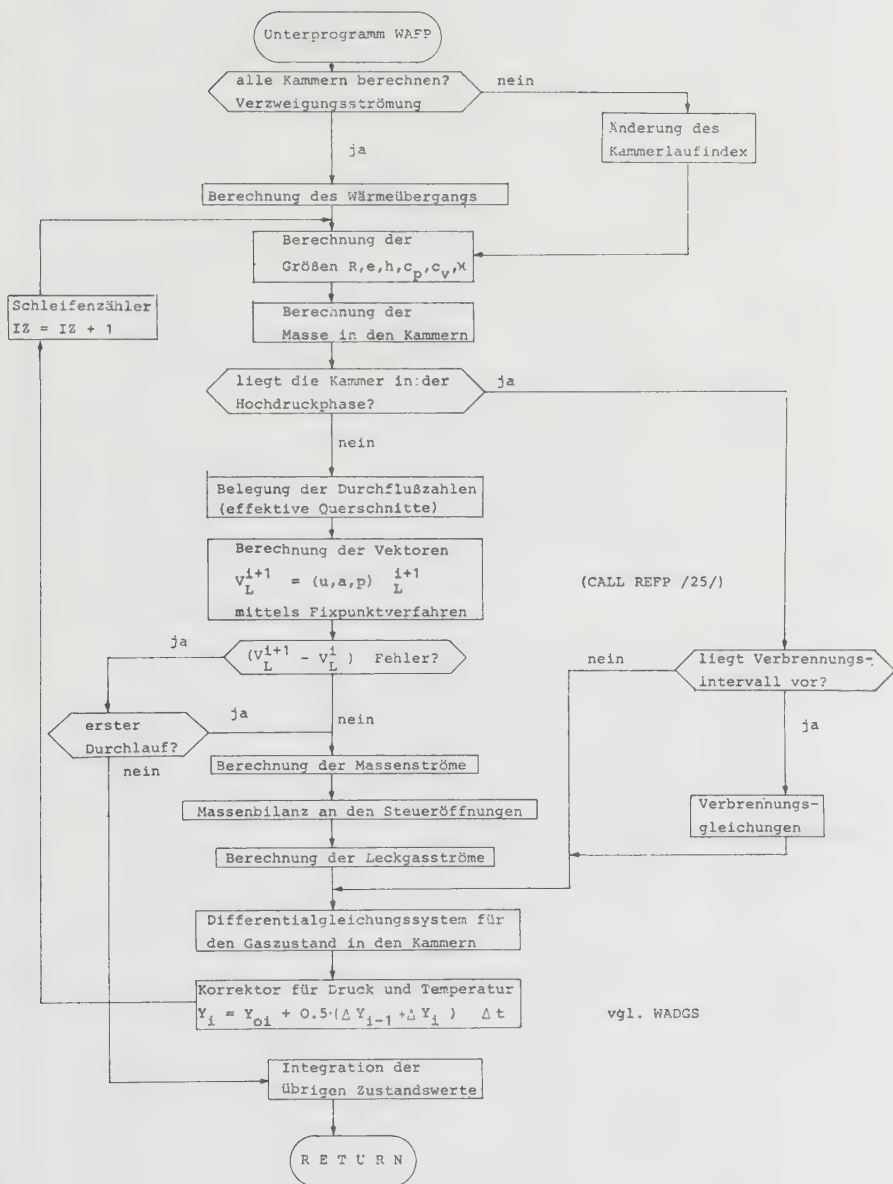
|         |                                           |
|---------|-------------------------------------------|
| AH 7.14 | Gesamtmassenstrom im Ein- und Auslaßkanal |
| AH 7.15 | Verzweigungsströmungen im Einlaßkanal     |
| AH 7.16 | Verzweigungsströmungen im Auslaßkanal     |



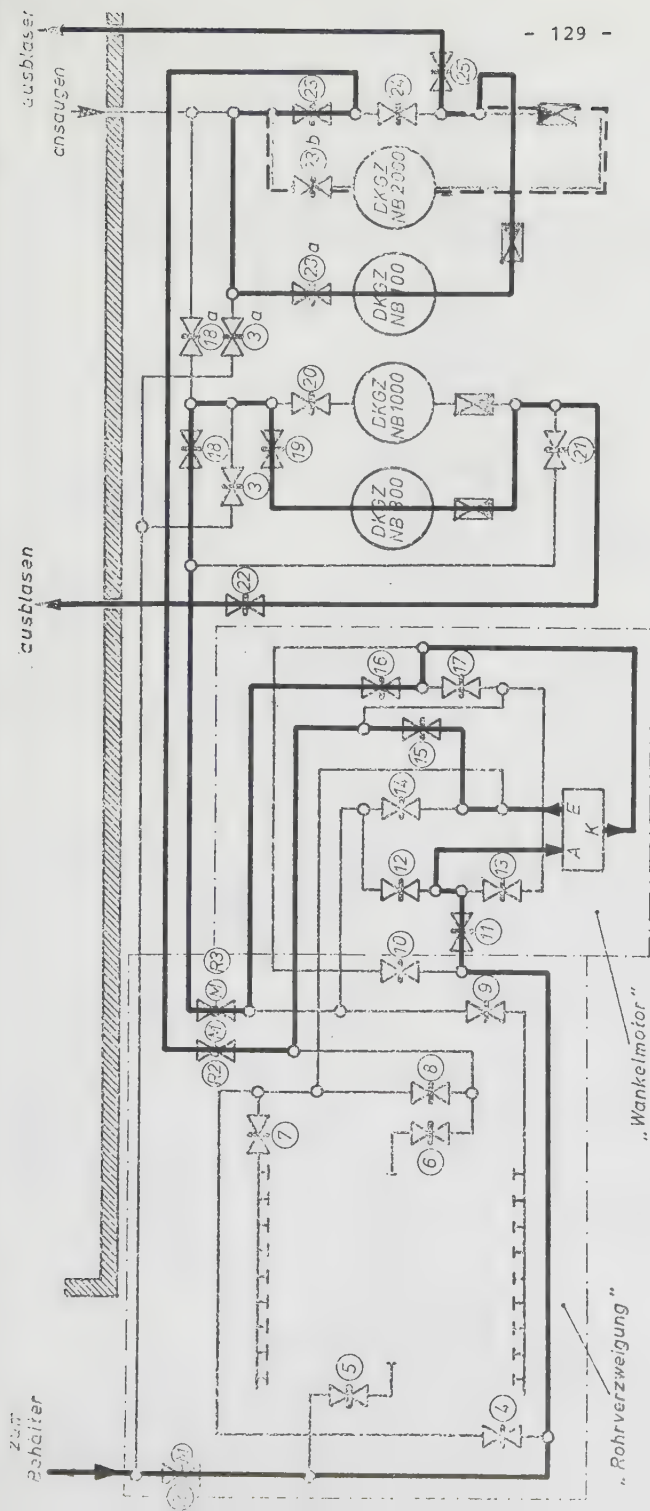




<sup>1</sup> beim KKM mit Seiteneinlaß wird bei Auftreten des Berechnungsmodells nach Bild 6.3.2 der effektive Querschnitt im UP WAFP gleich Null gesetzt.

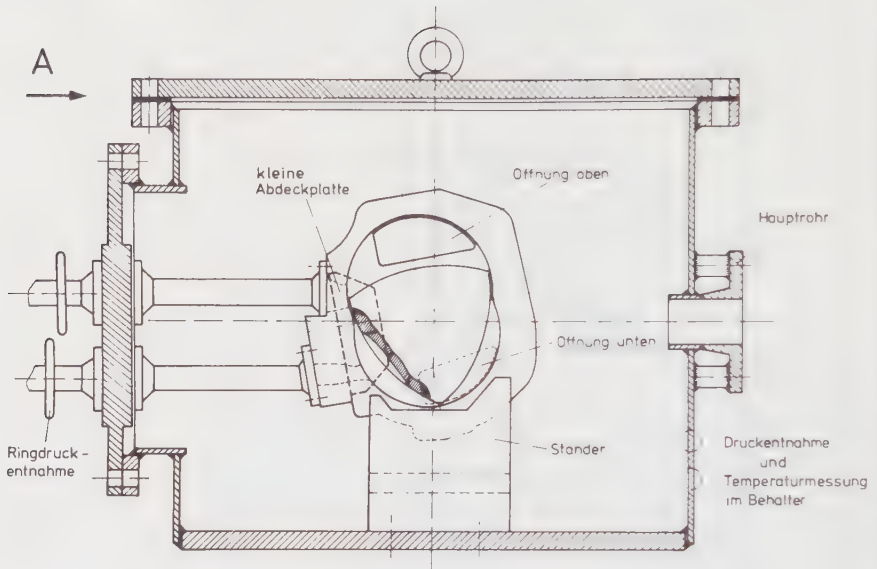




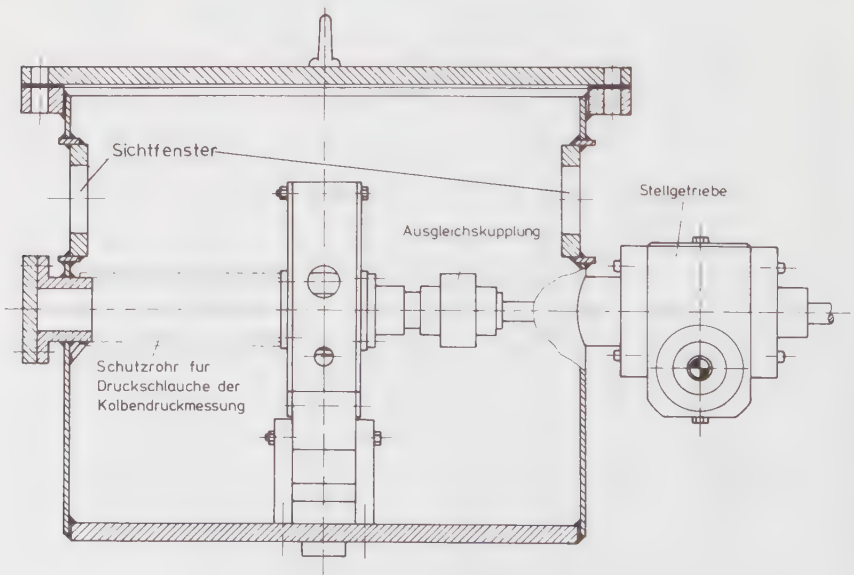


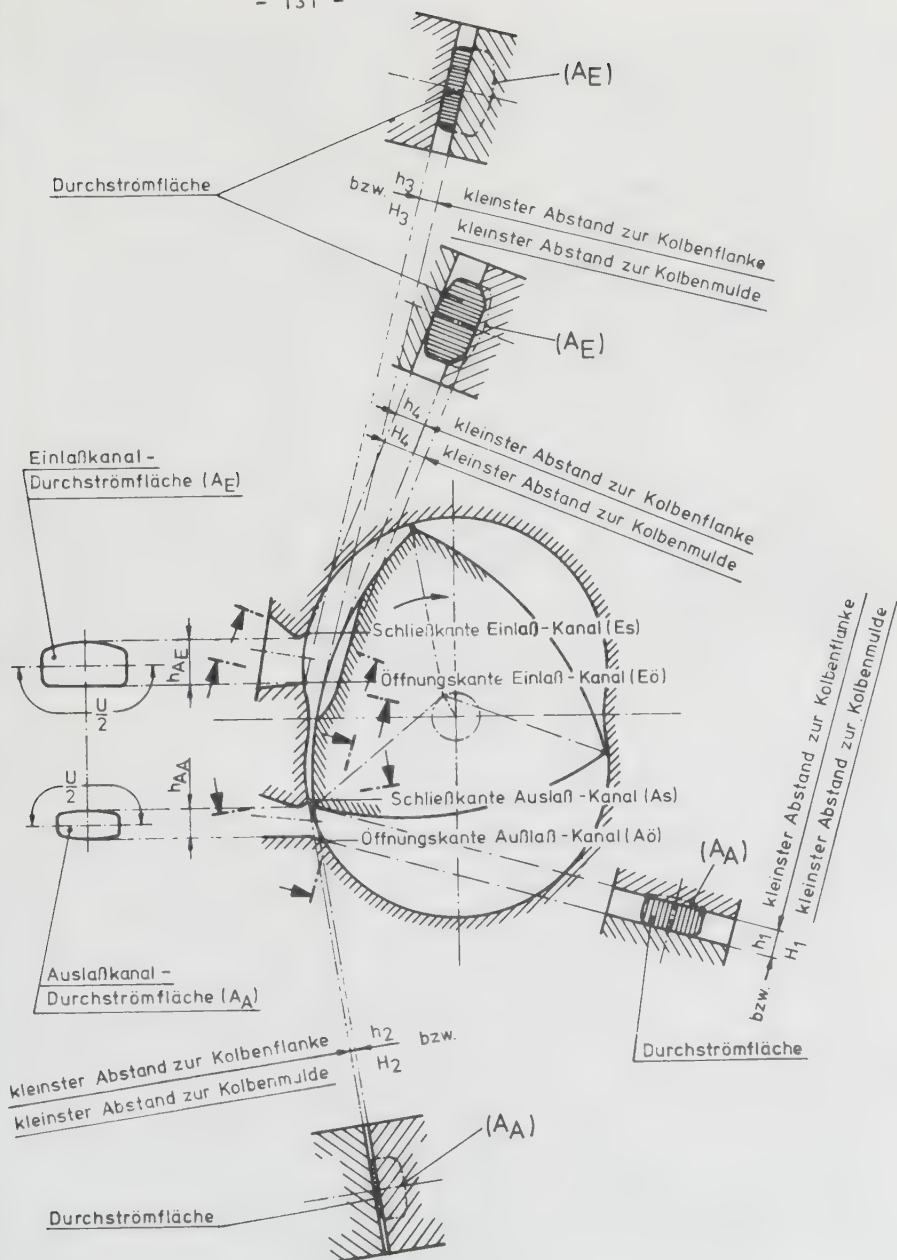
Schaltplan Versuchsmeßstand  
Rohrverzweigung/Wankelmotor

# Seitenansicht

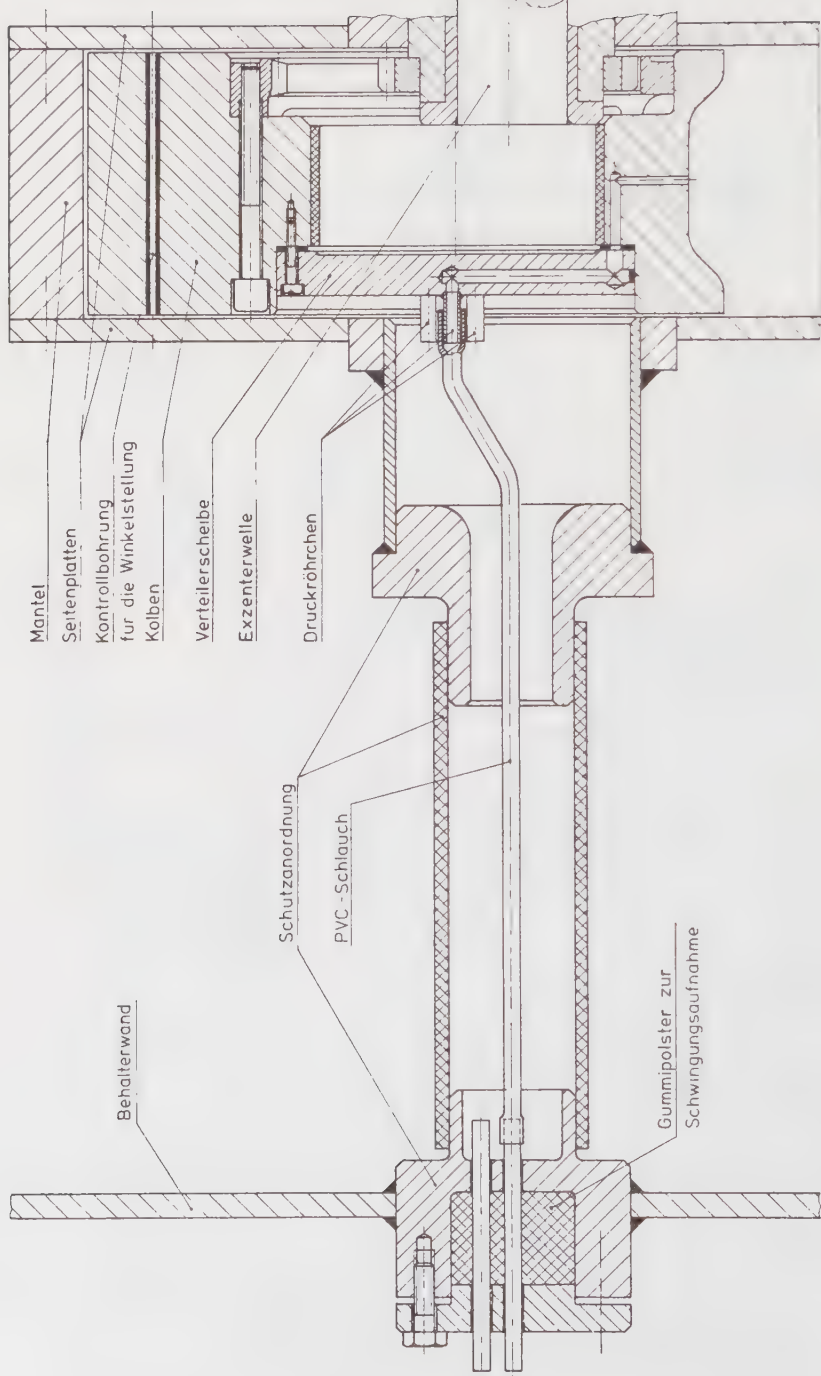


## Ansicht/Schnitt "A"





Ermittlung des Einlaß- und Auslaßsteuerquerschnittes in Bezug auf die Kolben- und Gehäusekontur



Druckmessung an der Kolbenflanke

$\alpha \cdot A$   
mm<sup>2</sup>



### Diagramm

Druckabhängigkeit Einlaßkanal - Durchstromen

— = saugend (E → K)

- - - = druckend (K → E)

○  $\varphi = 162.4^\circ$  EW

□  $\varphi = 232.9^\circ$  EW

16

14

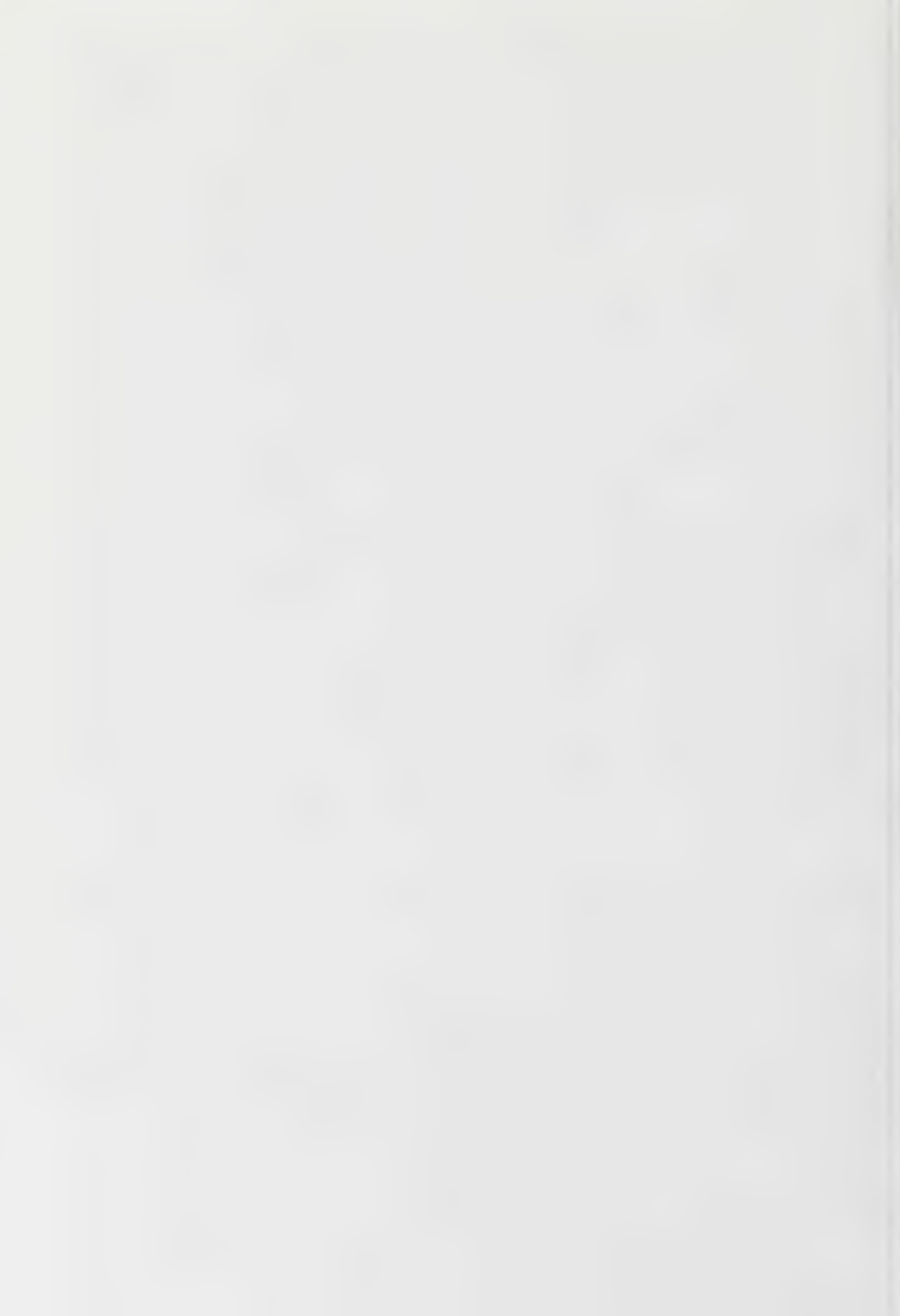
13

12

11

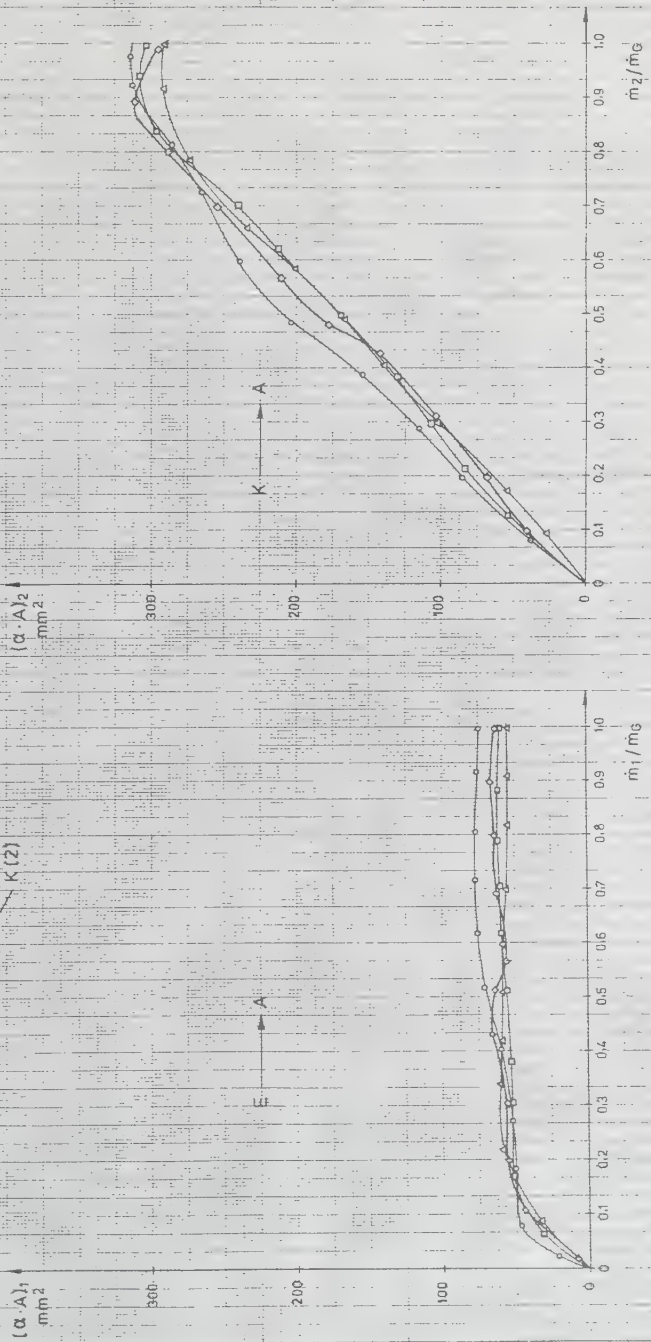
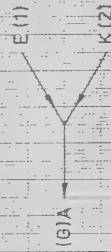
10

$p_{\text{Einlaß}}$   
 $p_{\text{Kammer}}$   
 $p_{\text{Kammer}}$   
 $p_{\text{Einlaß}}$



# Diagramm

Verzweigungsströmung Auslaßkanal - Vereinigung  
Druckabhängigkeit für  $\phi = 49,5^\circ$  EW



Diagramm

Verzweigungsströmung Auslaßkanal - Trennung

Druckabhängigkeit für  $\varphi = 49,5^\circ$  EW



Verdichtungsbrücke:

$\diamond = 1,04$  bar

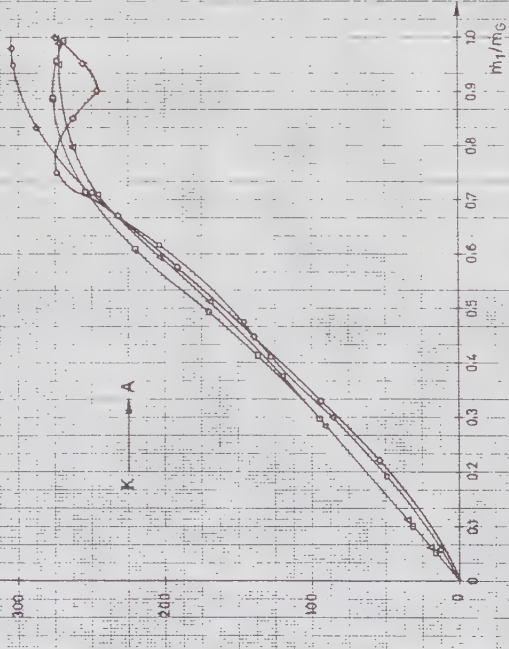
$\triangle = 2,0$  bar

$\square = 3,0$  bar

$\diamond = 3,8$  bar

$(\alpha \cdot A)_1$   
mm<sup>2</sup>

$(\alpha \cdot A)_1$   
mm<sup>2</sup>

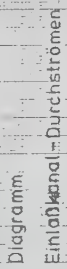


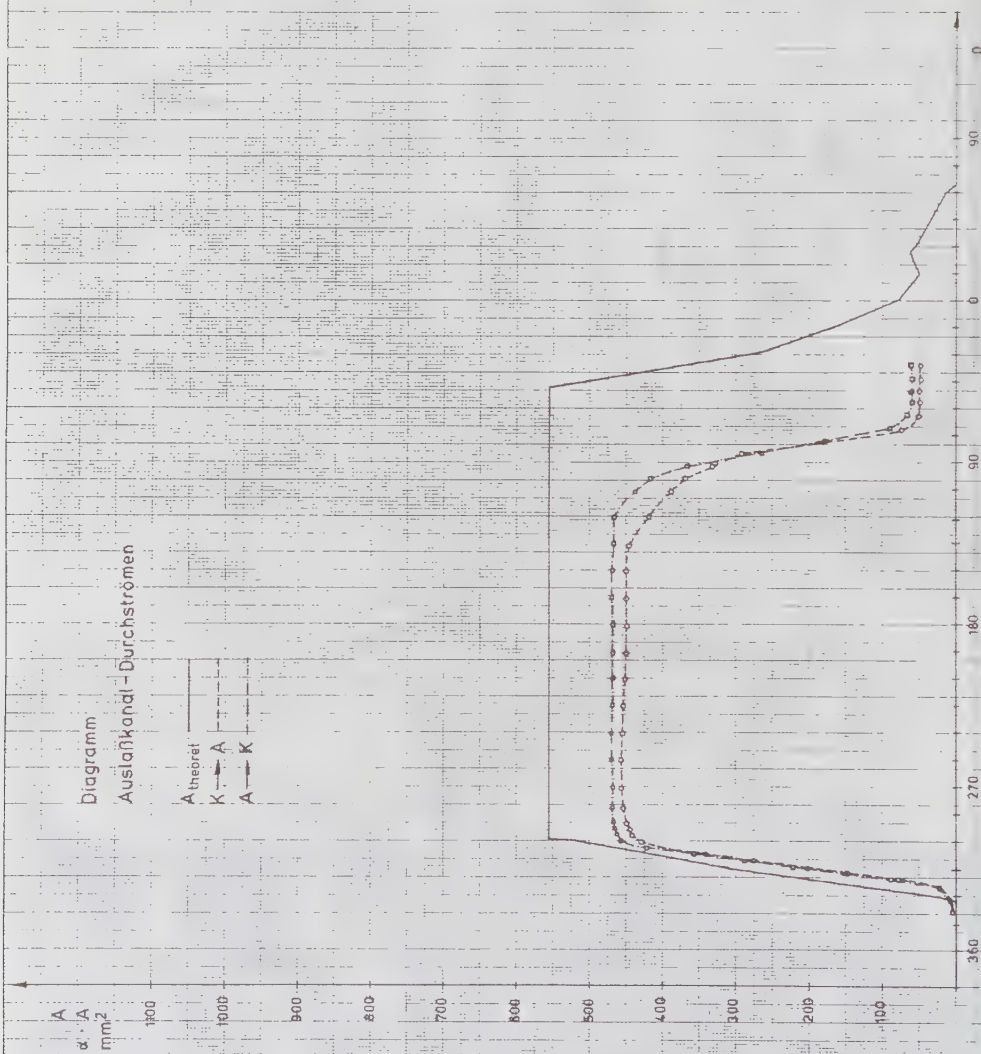
K A

K E

$m_1/m_G$

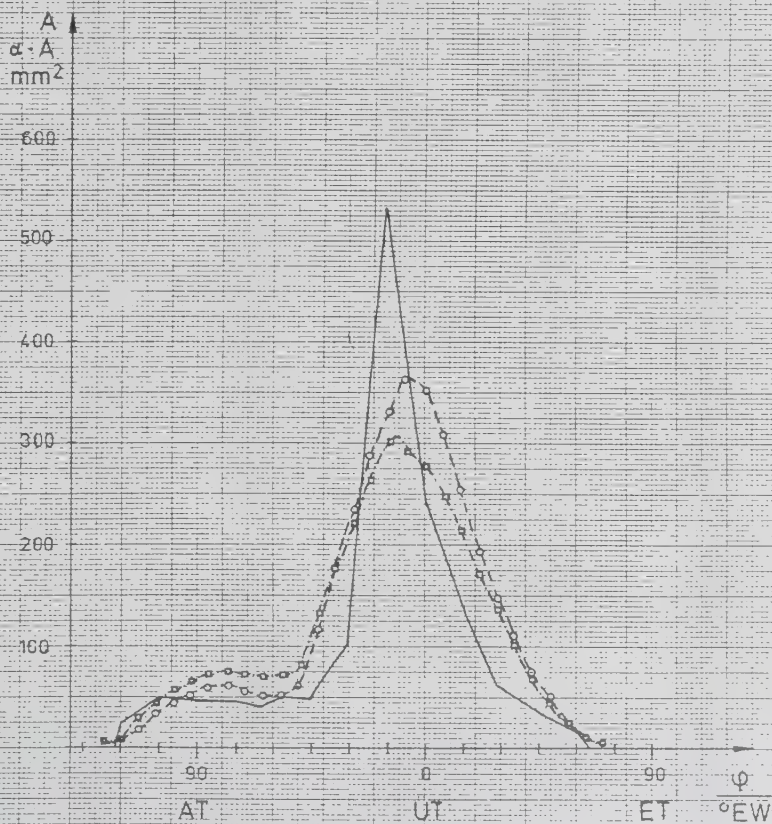
$m_2/m_G$

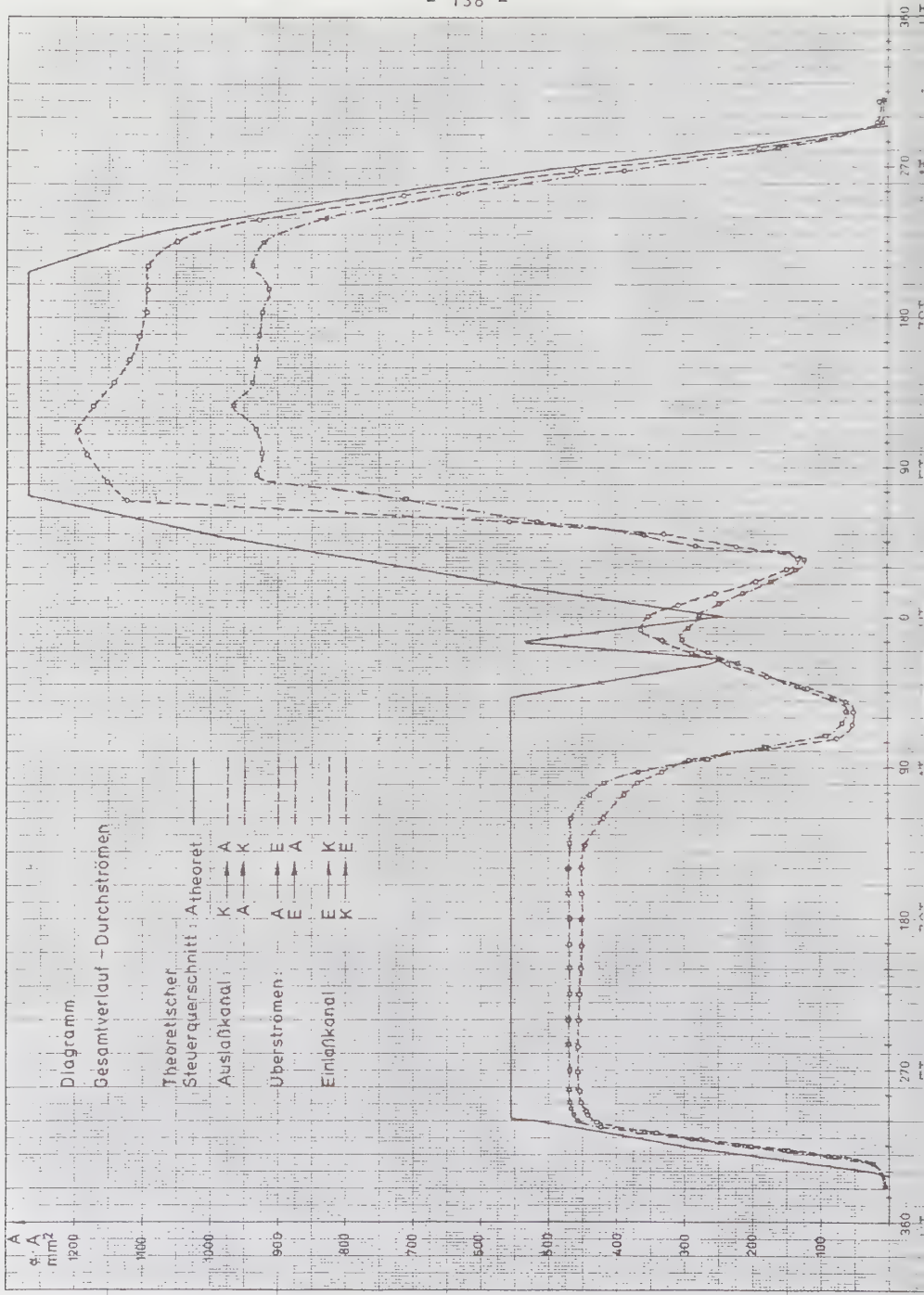




# Diagramm Überströmen

$A_{\text{theoret.}}$  —————  
 $A \rightarrow E$  - - - - -  
 $E \rightarrow A$  - - - - -





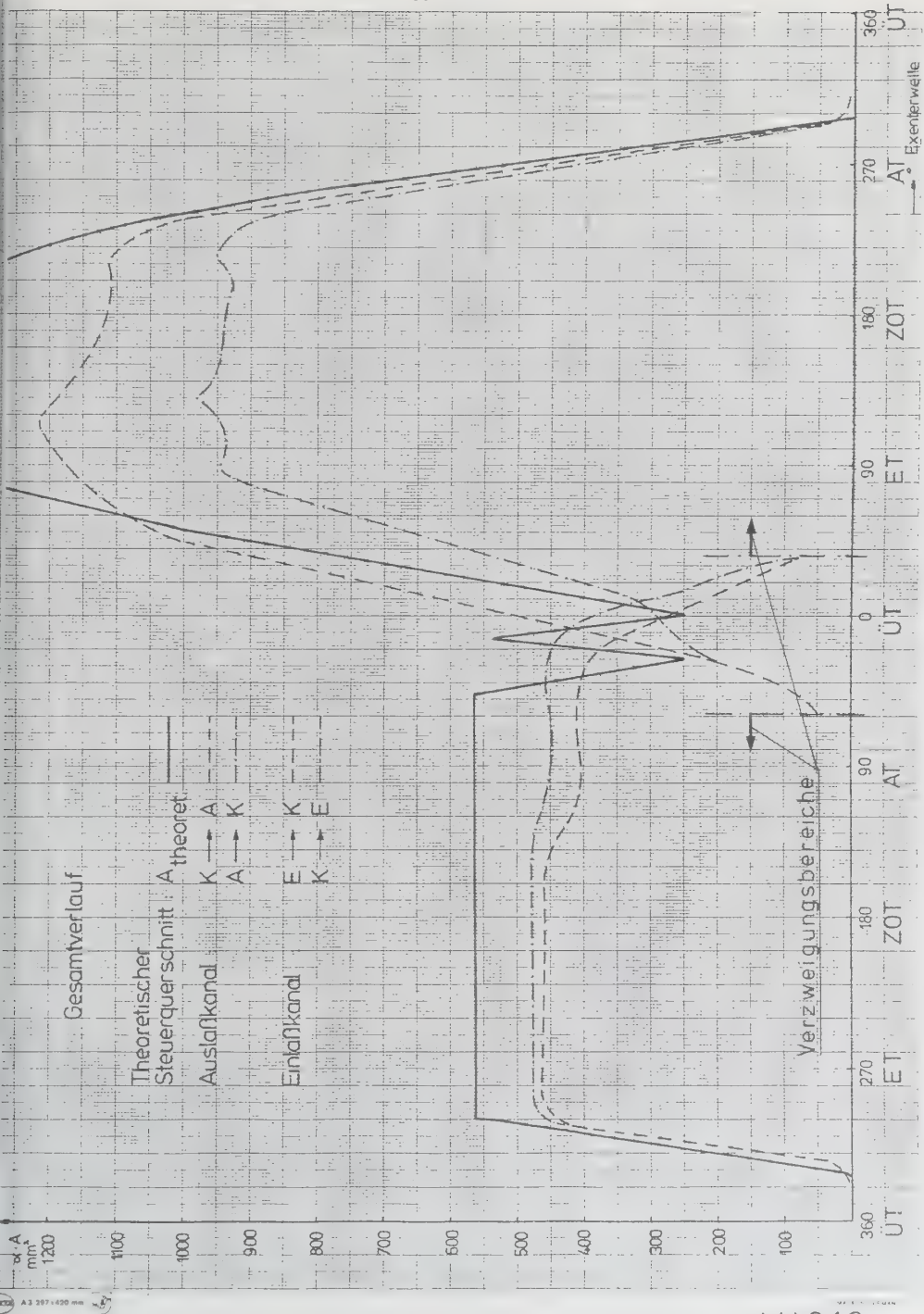
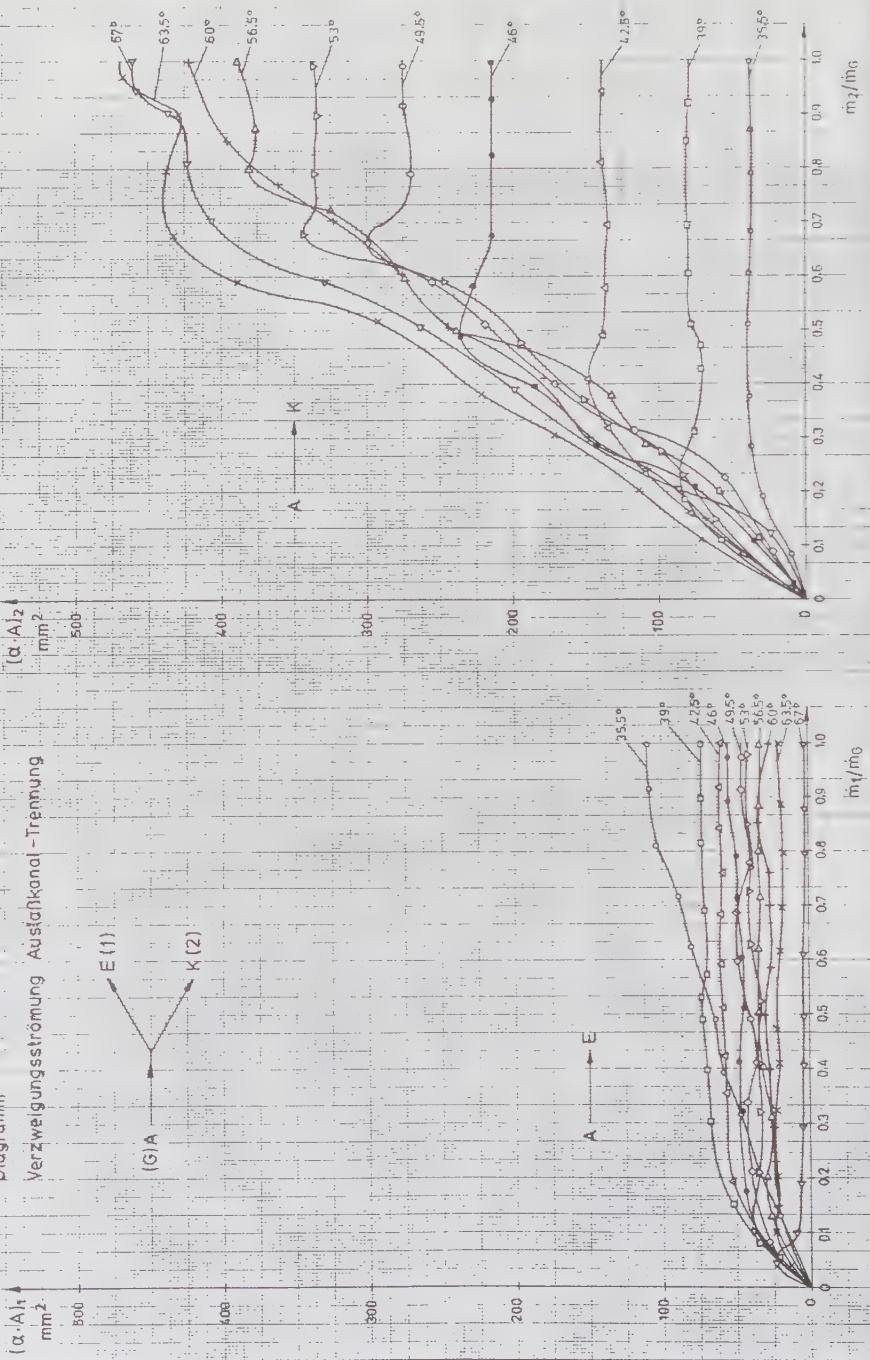
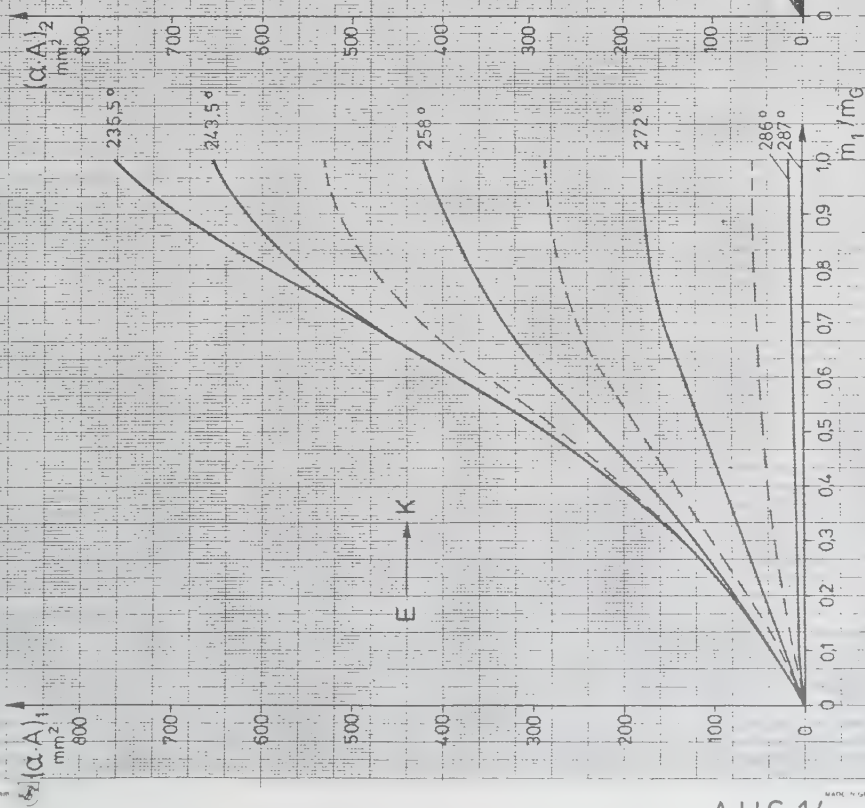
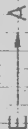
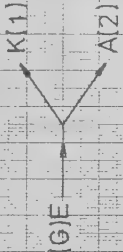
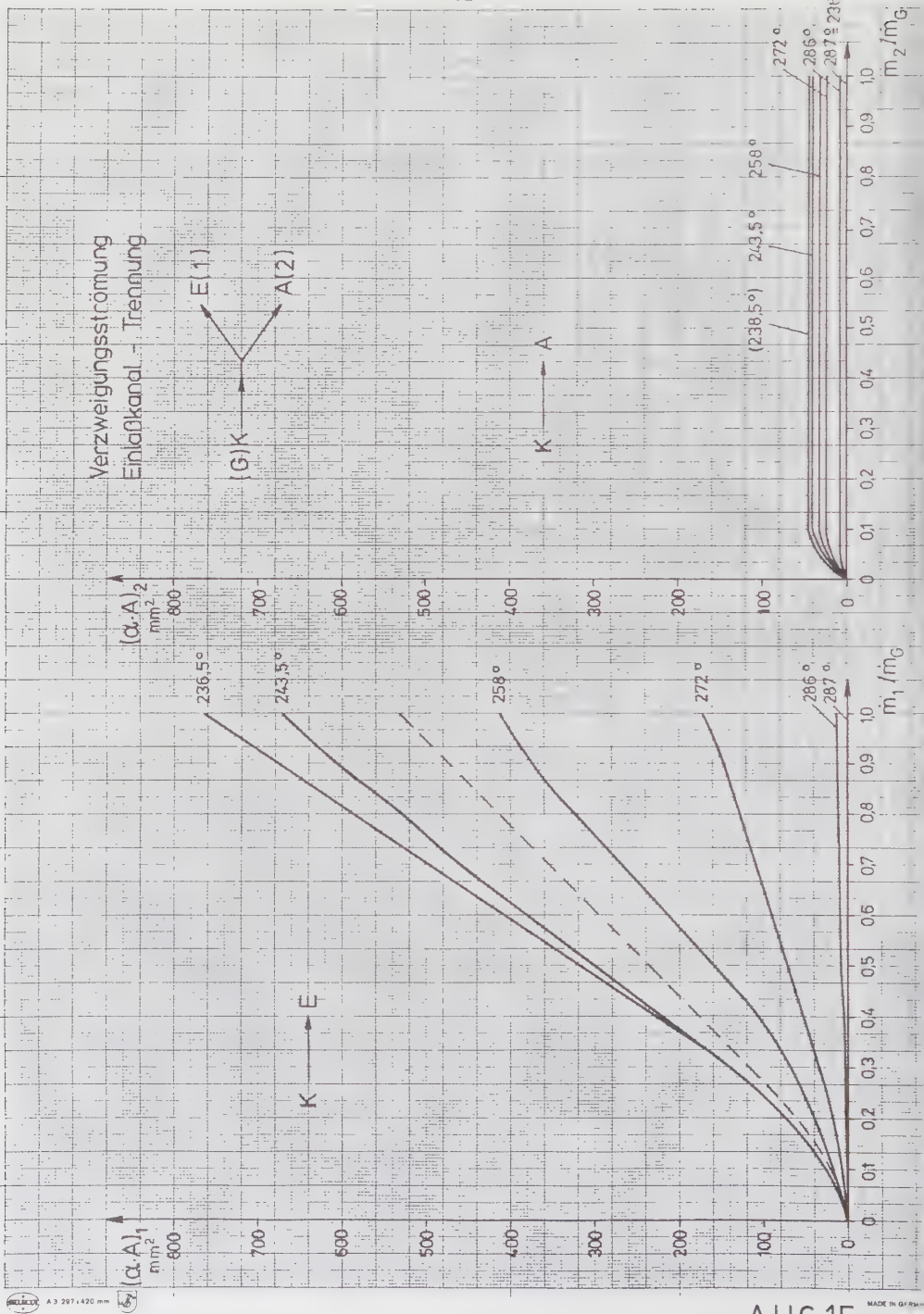


Diagramm  
Verzweigungsströmung Ausfallkanal - Trennung



Verzweigungsströmung  
Einlaßkanal - Trennung





Verzweigungsströmung  
Einlaßkanal - Trennung

$(\alpha, A)_2$   
mm<sup>2</sup>

236,5°  
243,5°  
258°

60  
50  
40  
30  
20  
10  
0

0 0,1 0,2 0,3 0,4 0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 1,0

$m_1/m_G$

A → E

272°

286°  
287°

286°

287°

286°

287°

286°

287°

286°

287°

286°

287°

286°

287°

286°

287°

$(\alpha, A)_1$   
mm<sup>2</sup>

60  
50  
40  
30  
20  
10  
0

0 0,1 0,2 0,3 0,4 0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 1,0

$m_2/m_G$

A → K

272°

286°  
287°

286°

287°

286°

287°

286°

287°

286°

287°

286°

287°

286°

287°

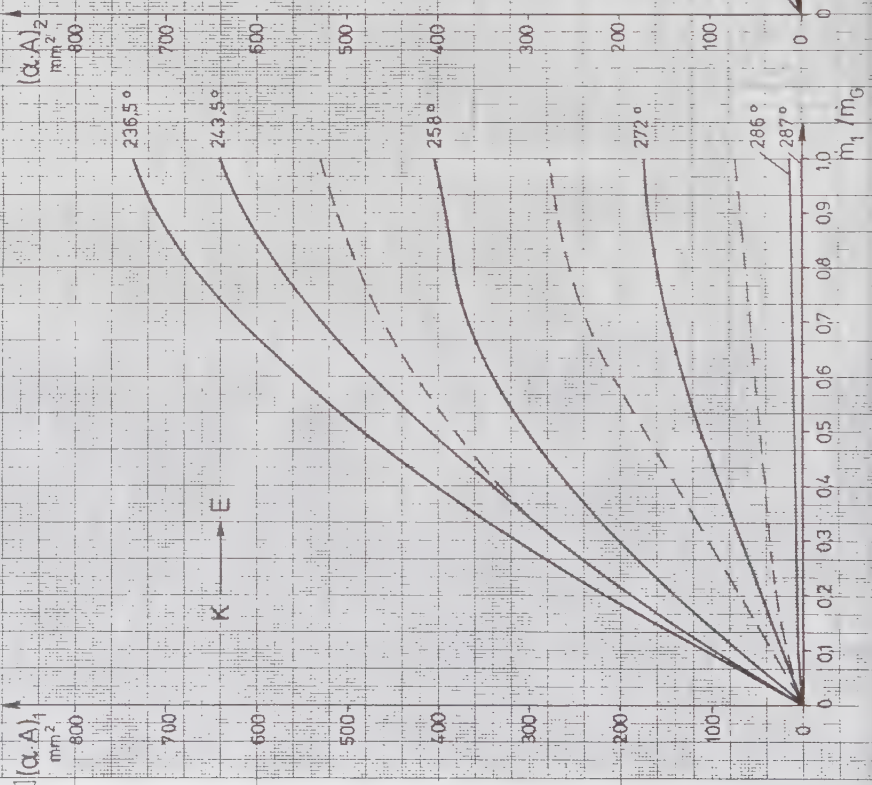
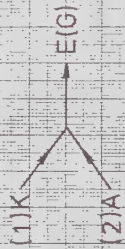
286°

287°

286°

287°

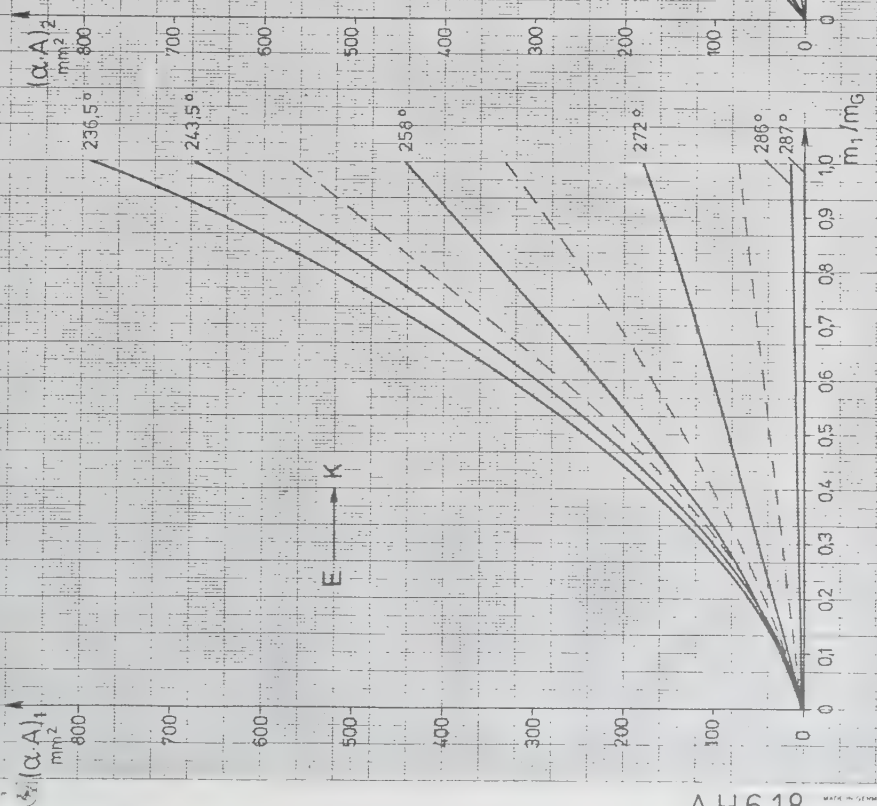
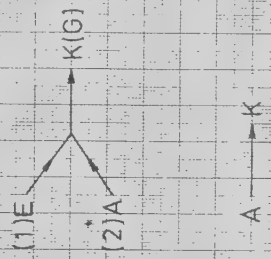
Verzweigungsstromung  
Einfaltkanal - Vereinigung



K → E

A → E

Verzweigungsströmung  
Einfußkanal - Vereinigung



Verzweigungsströmung  
Einfußkanal - Vereinigung

$\alpha A_1$   
mm<sup>2</sup>

40  
30  
20  
10  
0

236.5°  
243.5°  
258°

272°

286°

287°

0 0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1.0

$m_1/m_G$

E → A

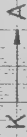
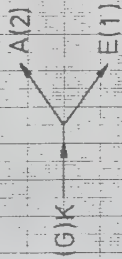
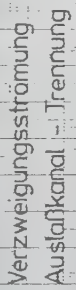
0 0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1.0

$m_2/m_G$

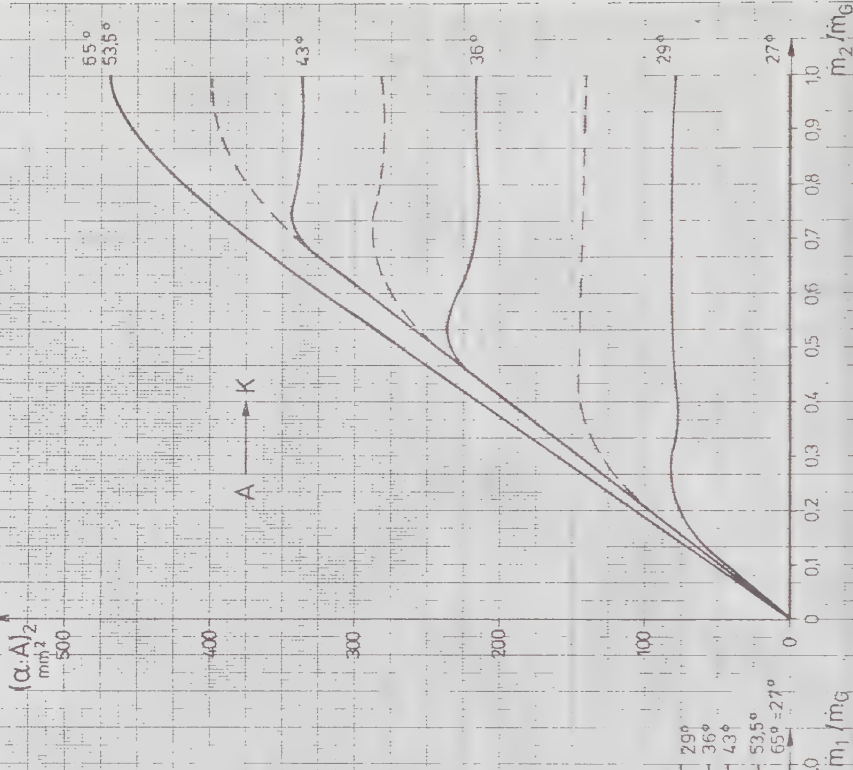
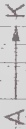
236.5°  
243.5°  
258°  
272°  
286°  
287°

0 0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1.0

$m_2/m_G$



Verzweigungsströmung  
Auslaßkanal - Trennung

 $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ 
$$(\alpha:A)^2$$


Verzweigungsströmung  
Auslaßkanal - Trennung

$(\alpha, A)_2$   
mm<sup>2</sup>

$(\alpha, A)_1$   
mm<sup>2</sup>

A(2)

K(1)

(G)E

E → K

E → A

27°

29°

36°

43°

53.5°

65°

$m_2/m_G$

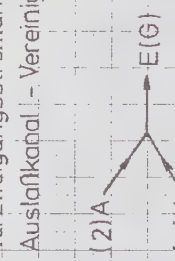
$m_1/m_G$

65° = 27°

AH6.22

MADE IN GERMANY

Verzweigungsströmung  
 Auslaßkanal - Vereinigung



$(\alpha A)_1$   
 $\text{mm}^2$



K →

$(\alpha A)_2$   
 $\text{mm}^2$



A →

$m_2/m_G$



E →

$m_1/m_G$



E →

$m_2/m_G$



E →

$m_1/m_G$



E →

$m_2/m_G$



E →

$m_1/m_G$



E →

$m_2/m_G$



E →

$m_1/m_G$



E →

$m_2/m_G$



E →

$m_1/m_G$



E →

$m_2/m_G$



E →

$m_1/m_G$



E →

$m_2/m_G$



E →

$m_1/m_G$



E →

$m_2/m_G$



E →

$m_1/m_G$



E →

$m_2/m_G$



E →

$m_1/m_G$



E →

$m_2/m_G$



E →

$m_1/m_G$



E →

$m_2/m_G$



E →

$m_1/m_G$



E →

$m_2/m_G$



E →

$m_1/m_G$



E →

$m_2/m_G$



E →

$m_1/m_G$



E →

$m_2/m_G$



E →

$m_1/m_G$



E →

$m_2/m_G$



E →

$m_1/m_G$



E →

$m_2/m_G$



E →

$m_1/m_G$



E →

$m_2/m_G$

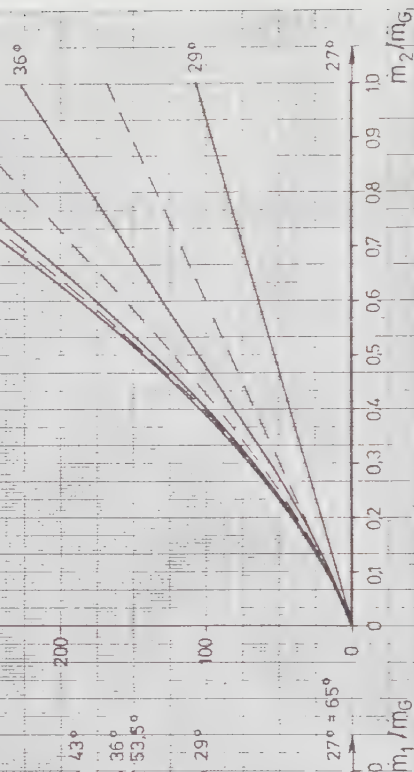
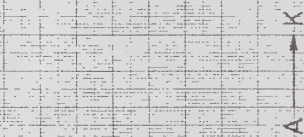
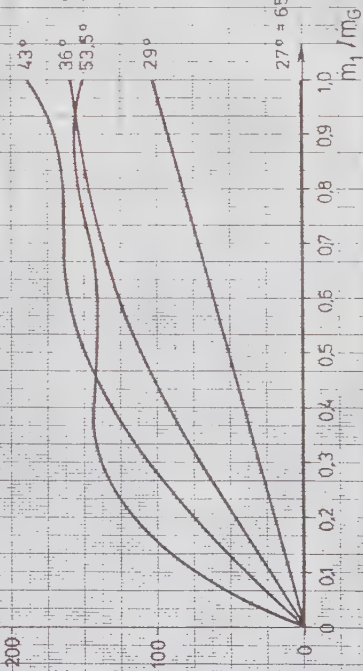
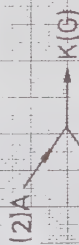


E →

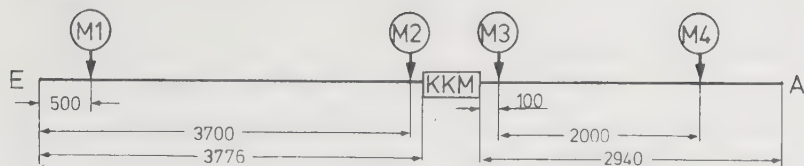
$m_1/m_G$



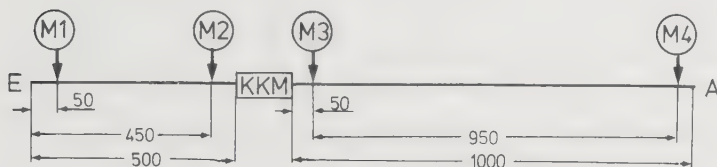




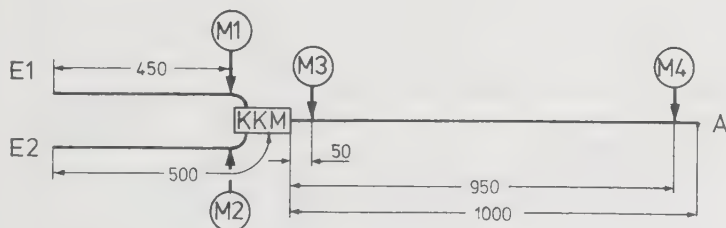
Rohranordnung 1:



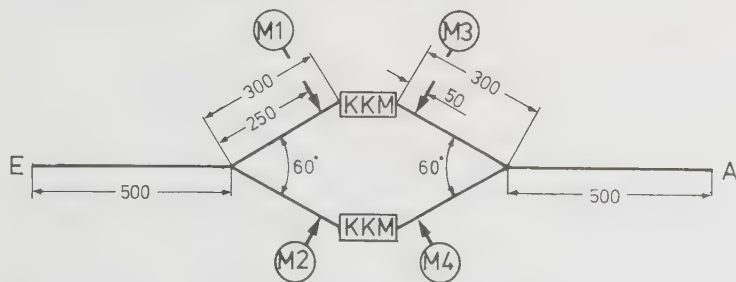
Rohranordnung 2:



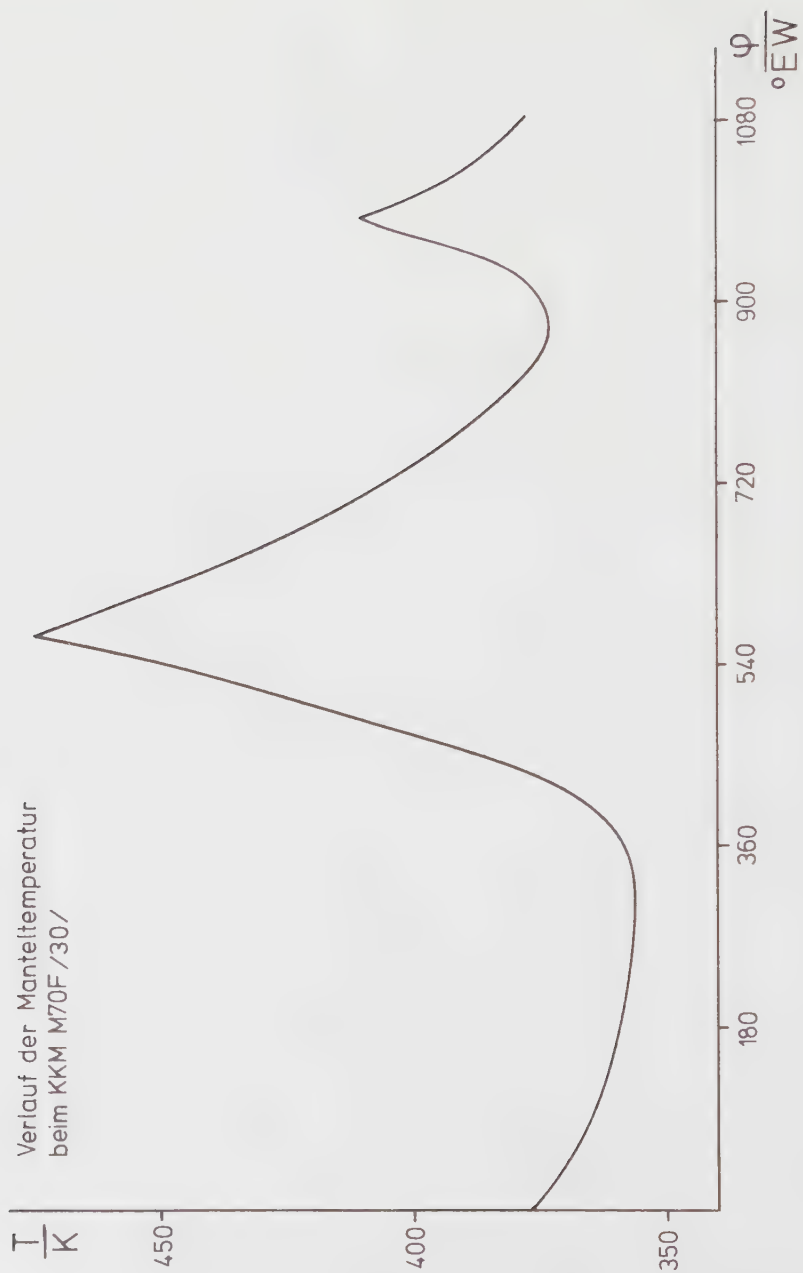
Rohranordnung 3:



Rohranordnung 4:

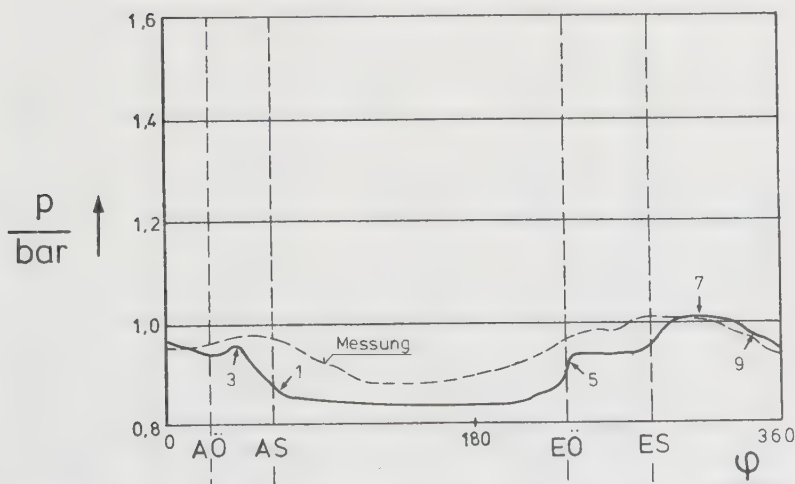
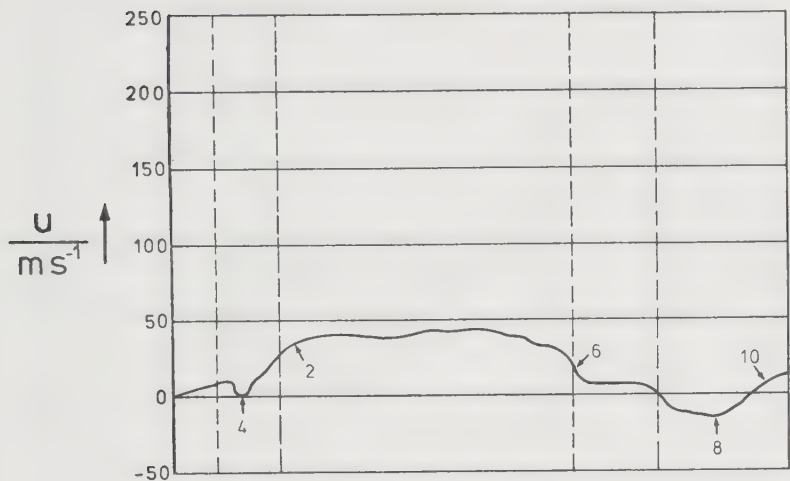


Rohranordnungen der Berechnungsbeispiele





Rohranordnung 1,  $n = 50 \text{ s}^{-1}$



Kammer:

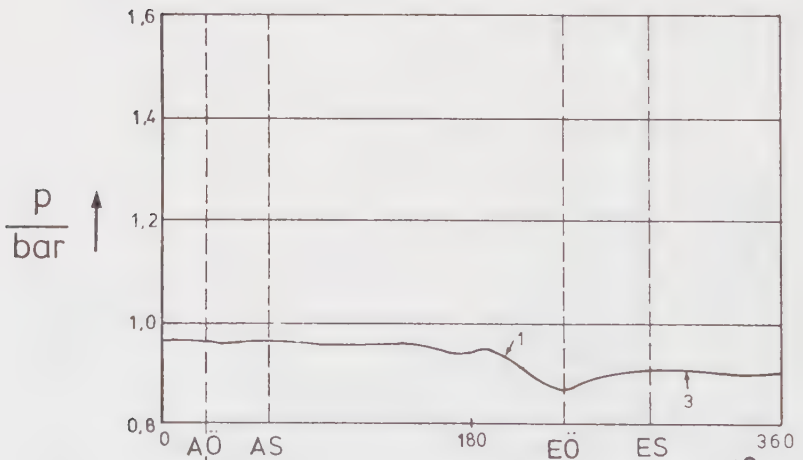
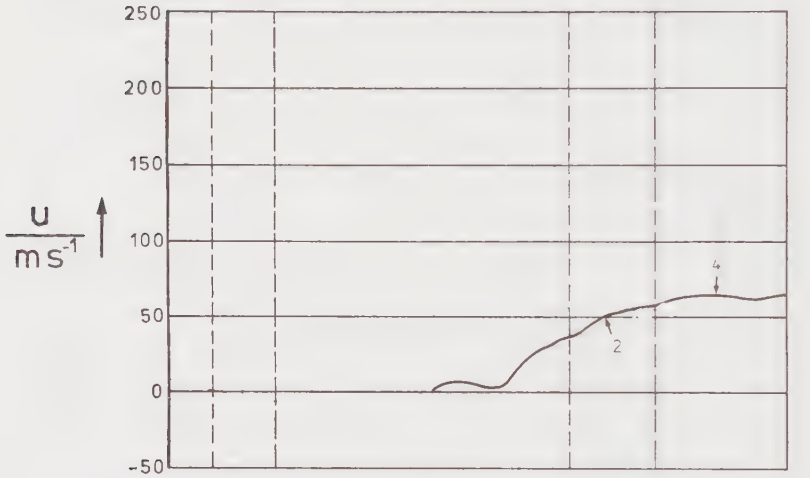
voreilend

nacheilend





Rohranordnung 1,  $n = 50 \text{ s}^{-1}$



Kammer:

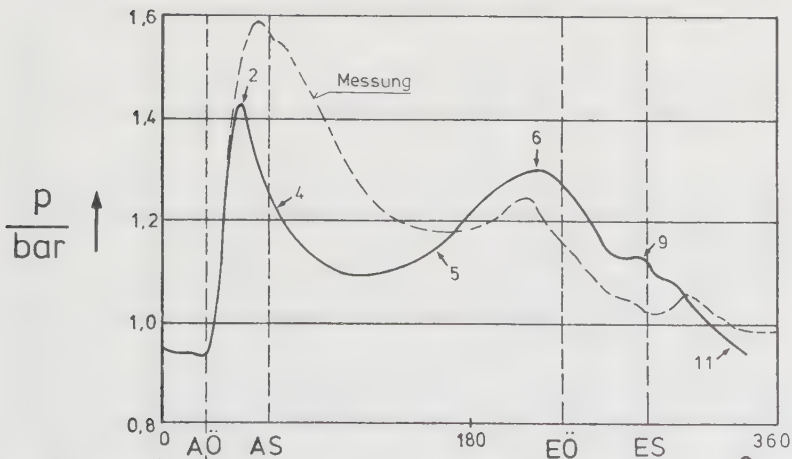
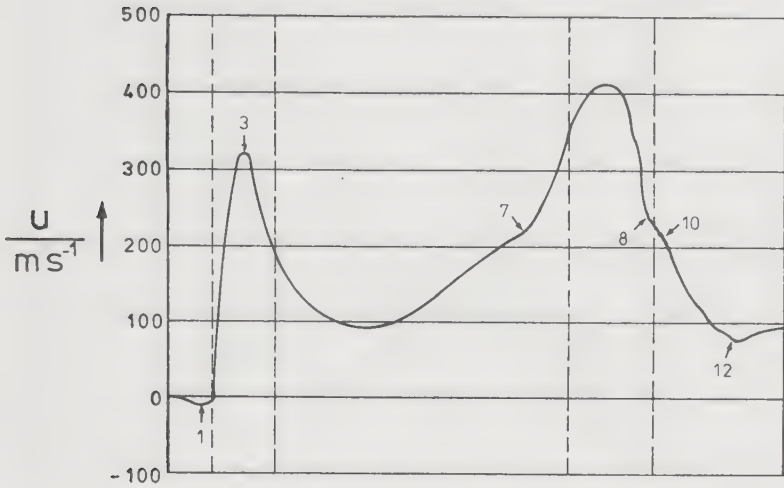
voreilend

nacheilend





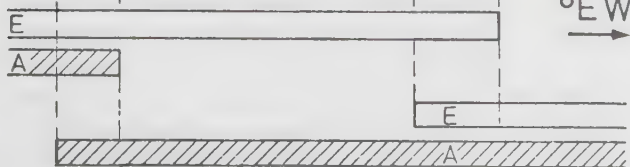
Rohranordnung 1,  $n = 50 \text{ s}^{-1}$



Kammer:

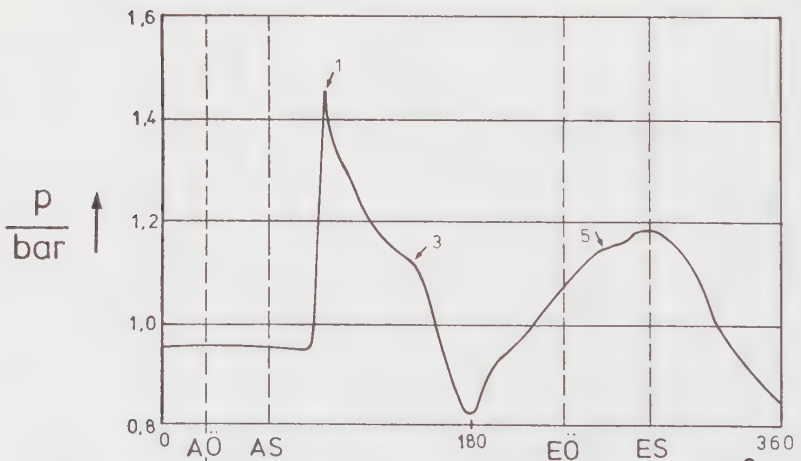
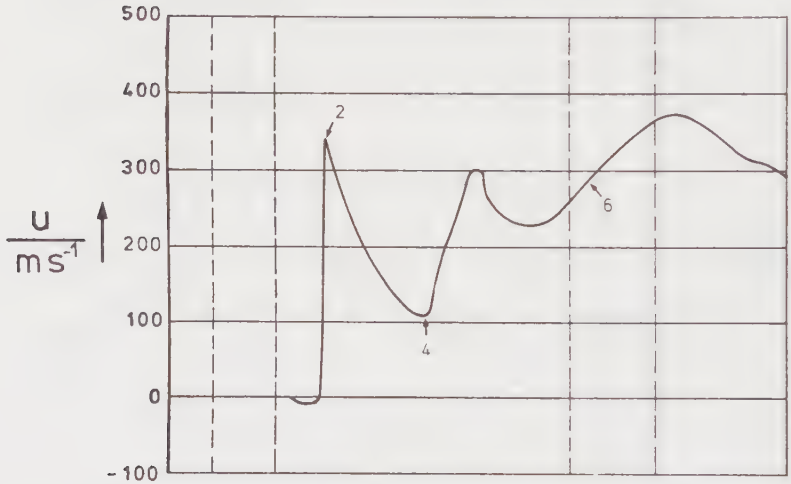
voreilend

nacheilend





Rohranordnung 1,  $n = 50 \text{ s}^{-1}$



Kammer:

voreilend

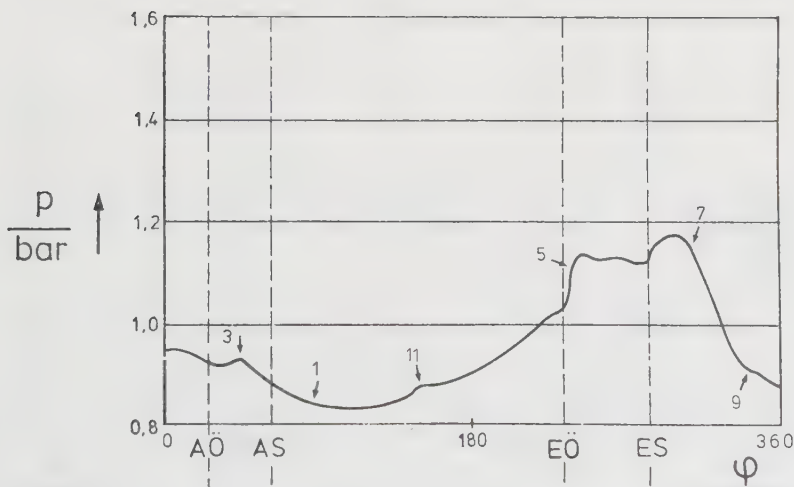
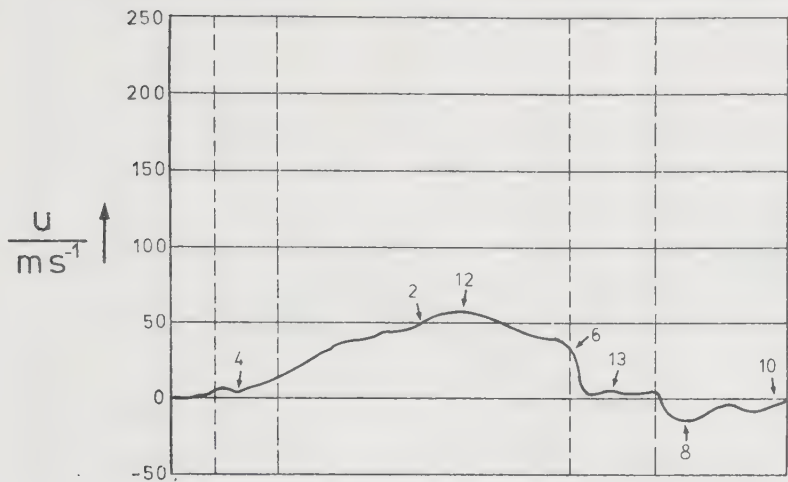
nacheilend



$\varphi$   
°EW  
→



Rohranordnung 2,  $n=100 \text{ s}^{-1}$



Kammer:

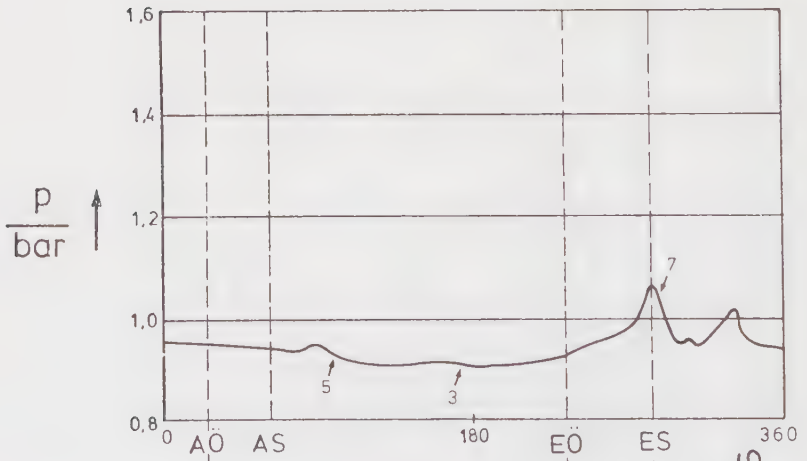
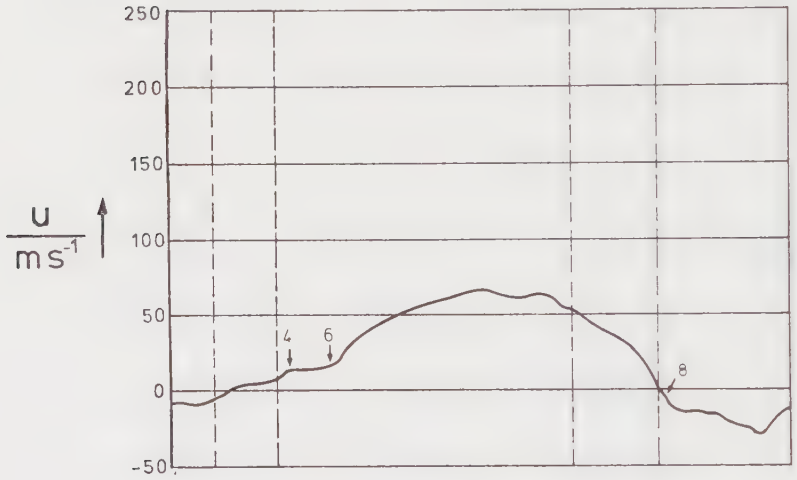
voreilend

nacheilend





Rohranordnung 2,  $n=100 \text{ s}^{-1}$



Kammer:

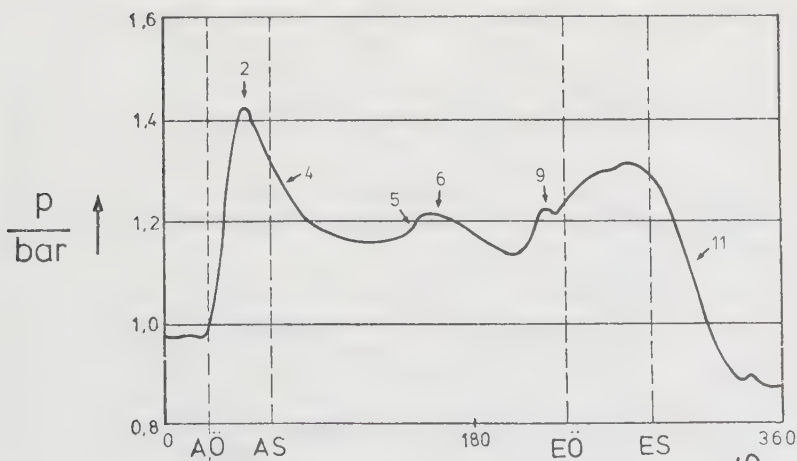
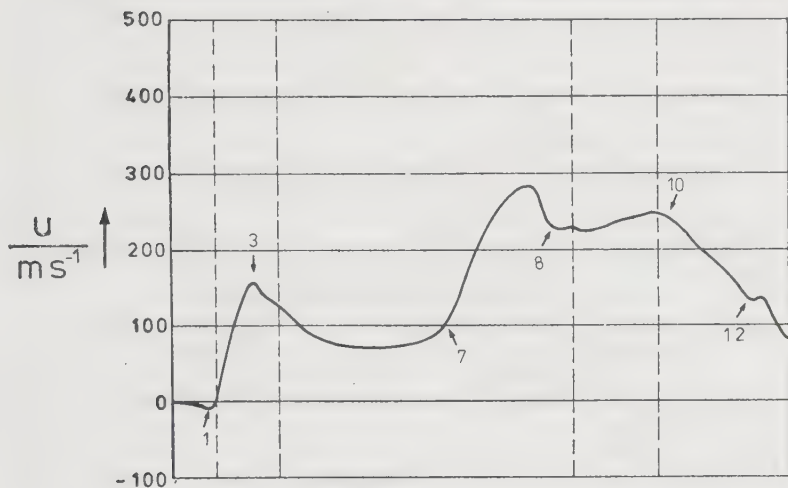
voreilend

nacheilend





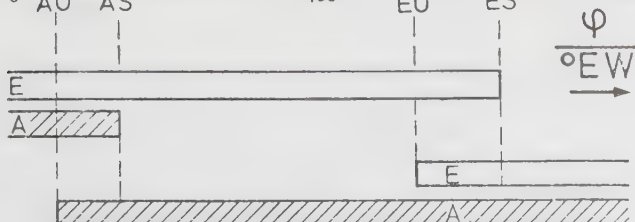
Rohranordnung 2,  $n=100 \text{ s}^{-1}$



Kammer:

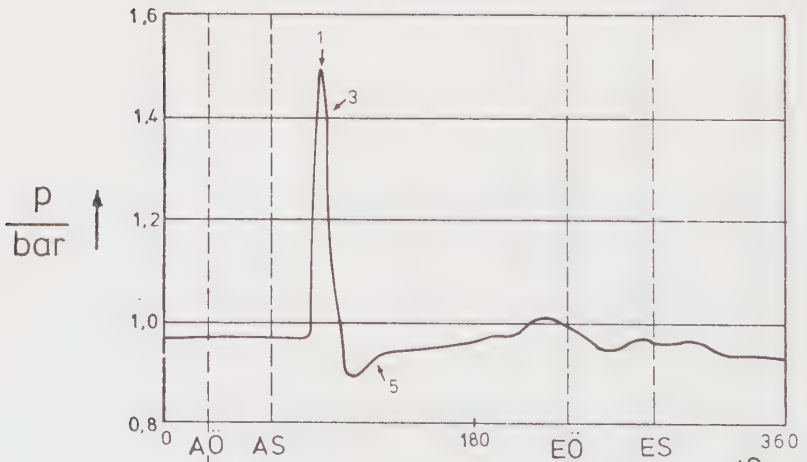
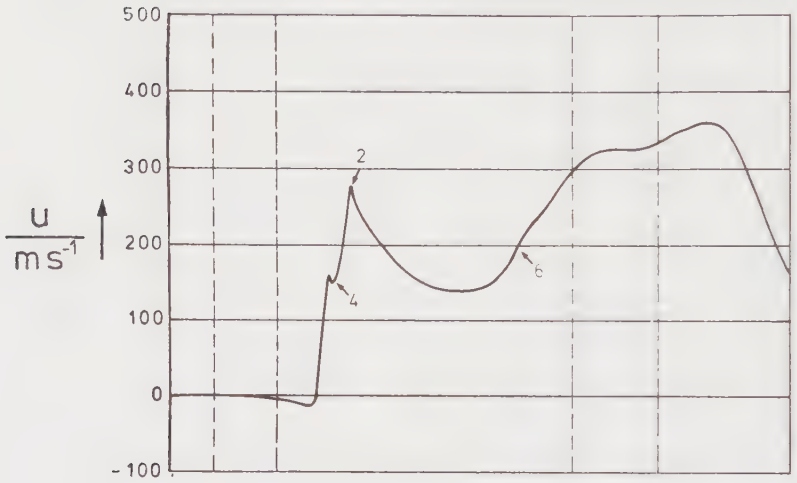
voreilend

nacheilend





Rohranordnung 2,  $n=100\text{ s}^{-1}$

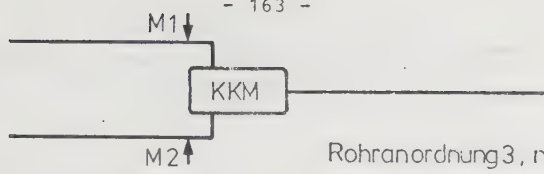


Kammer:

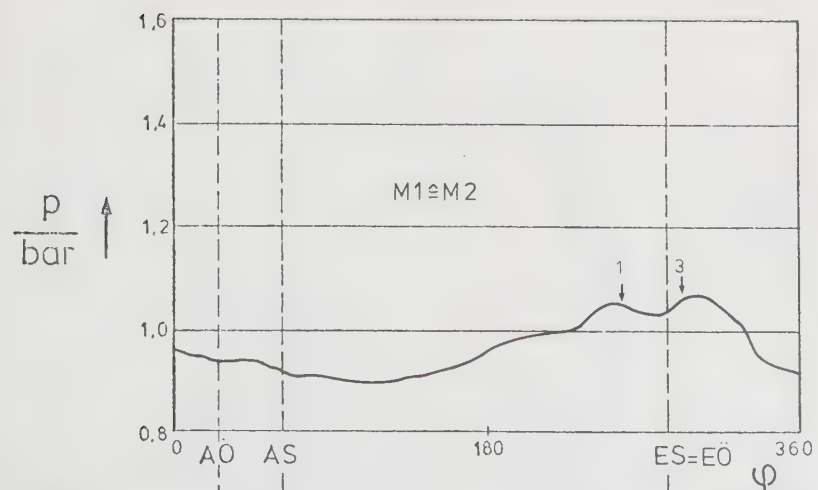
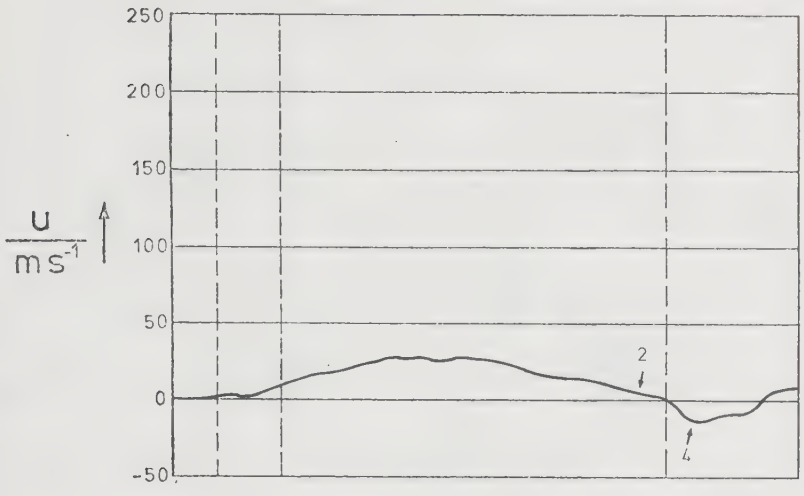
voreilend

nacheilend





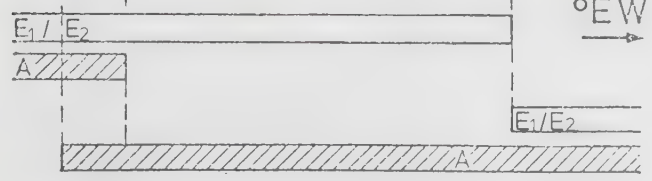
Rohranordnung 3,  $n=100 \text{ s}^{-1}$

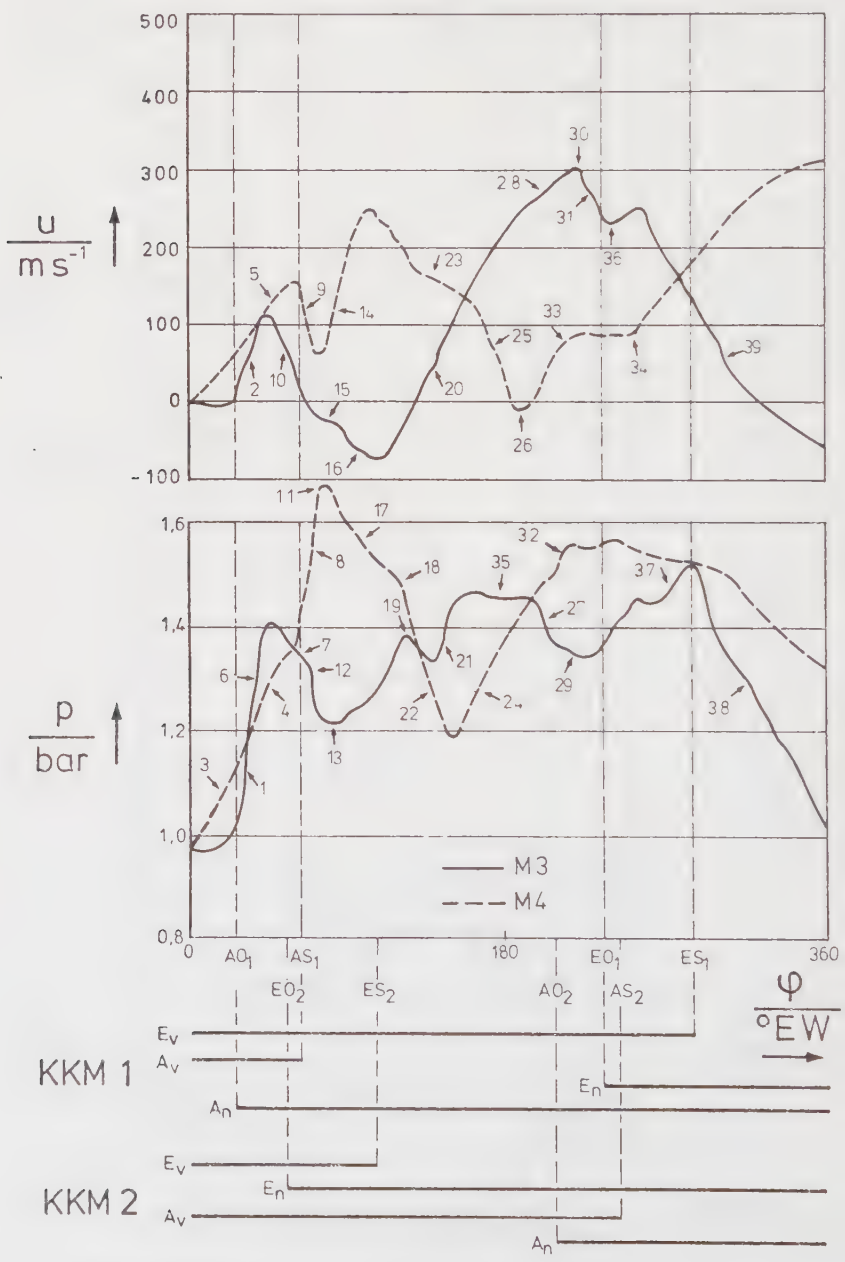
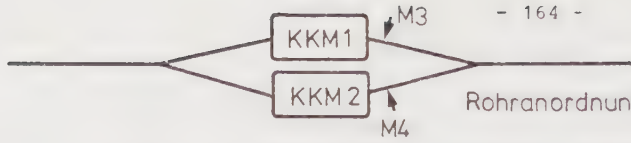


Kammer:

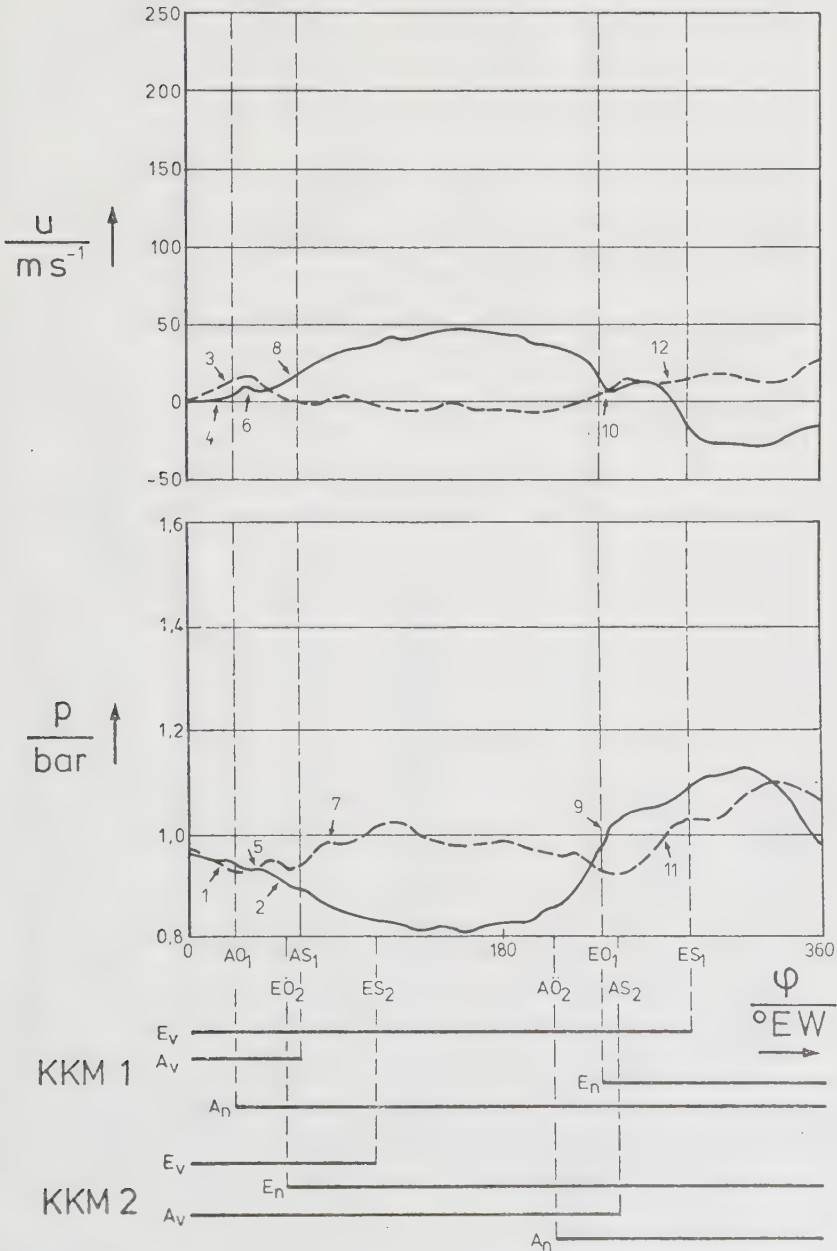
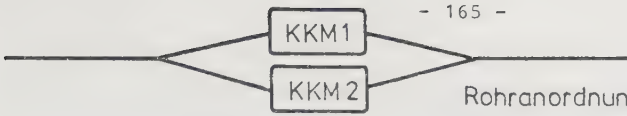
voreilend

nacheilend

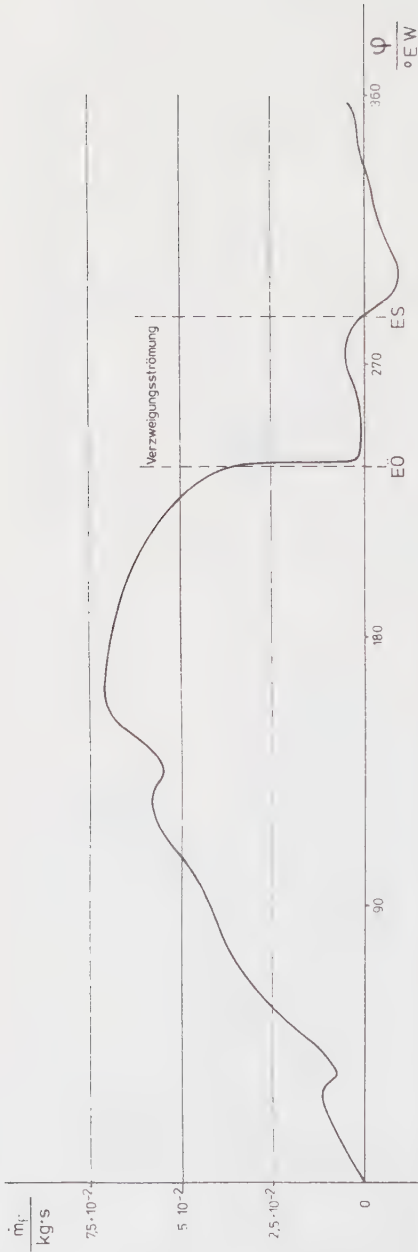




v: voreilend, n: nacheilend



v: voreilend, n: nacheilend

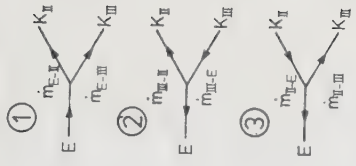


Gesamtmassenstrom im Einlaßkanal ( $n = 100 \text{ s}^{-1}$ )

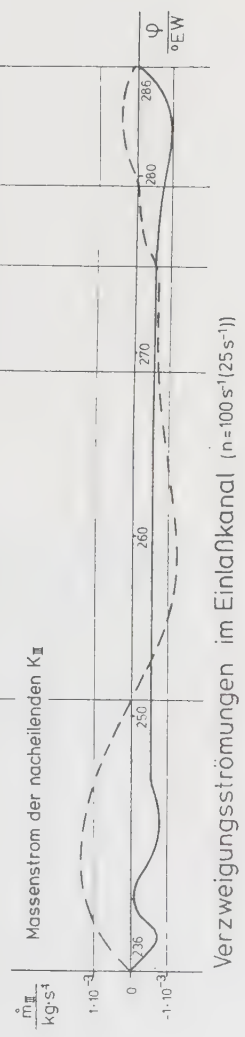
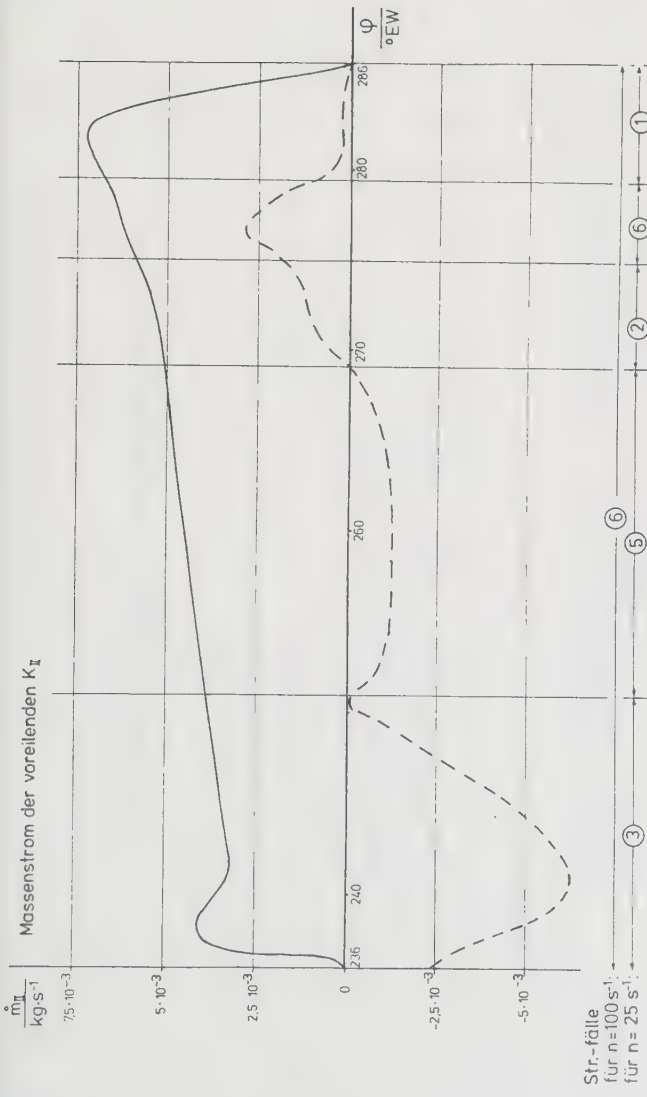
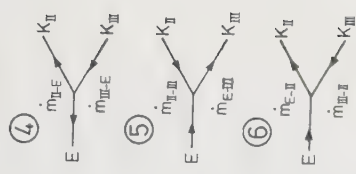


Gesamtmassenstrom im Auslaßkanal ( $n = 100 \text{ s}^{-1}$ )

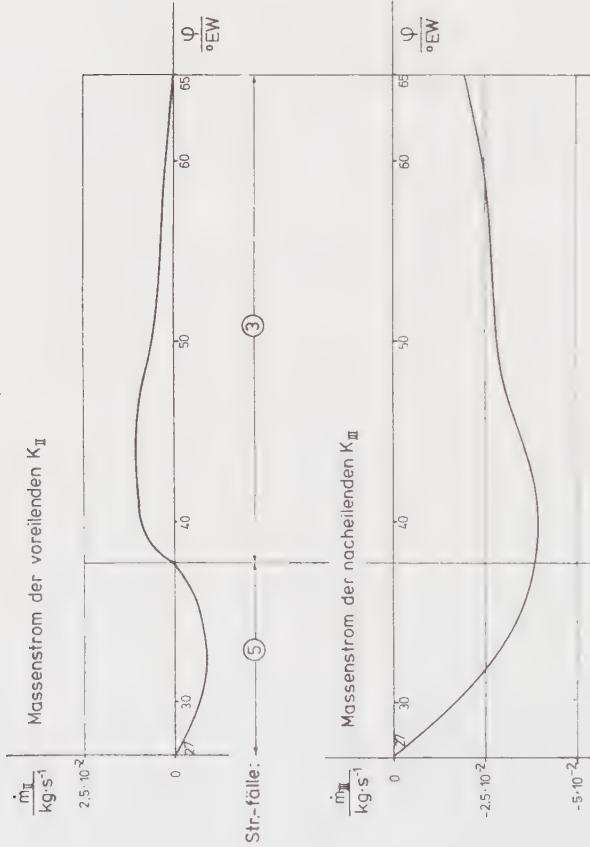
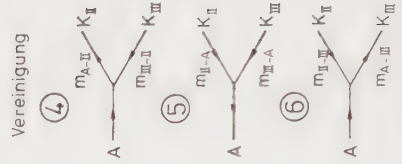
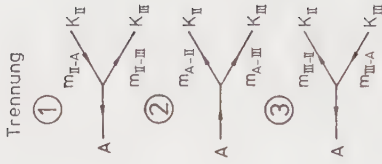
Trennung



Vereinigung



Verzweigungsströmungen im Einlaßkanal ( $n=100\text{ s}^{-1}(25\text{ s}^{-1})$ )



Verzweigungsströmung im Auslaßkanal ( $n = 100 \text{ s}^{-1}$ )  
Rohranordnung 2

# L e b e n s l a u f

|                  |                                                        |                                                                                                                                                                     |
|------------------|--------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Persönliches     | Helmut Uckelmann                                       | geb. 28.8.1944 in Darup                                                                                                                                             |
|                  | Eltern:                                                | Heinrich Uckelmann und<br>Anna Uckelmann, geb.<br>Beiring                                                                                                           |
| Schulbildung:    | 1951 - 1955                                            | Volksschule Rorup<br>Kreis Coesfeld/NRW                                                                                                                             |
|                  | 1955 - 1964                                            | Staatl. Gymnasium Coesfeld,<br>mathem.-naturwiss. Zweig                                                                                                             |
|                  | 1964 - 1966                                            | Bundeswehr, letzter<br>Dienstgrad: Leutnant                                                                                                                         |
|                  | 1966 - 1971                                            | Rheinisch-Westfälische<br>Technische Hochschule<br>Aachen, Studium des<br>Maschinenbaus, Fach-<br>richtung Fertigungstechnik                                        |
|                  | Sept. 1971                                             | Abschluß der Diplom-<br>Hauptprüfung                                                                                                                                |
| Berufstätigkeit: | April 1966 -<br>Sept. 1966,<br>und Semester-<br>ferien | Praktikum bei ver-<br>schiedenen Firmen                                                                                                                             |
|                  | seit Okt. 1971                                         | Wiss. Hilfskraft am<br>Lehrstuhl für Maschinen-<br>elemente und Konstruk-<br>tionslehre der Ruhr-<br>Universität Bochum,<br>Leiter: o. Prof. Dr. Ing.<br>H. Seifert |
|                  | seit Feb. 1972                                         | Wiss. Assistent am<br>gleichen Lehrstuhl                                                                                                                            |









